

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh a konstrukce malé CNC frézky

Design of Small CNC Milling Machine

Student:

Bc. Jan Zahradník

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Zahradník**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh a konstrukce malé CNC frézky**
Design of a Small CNC Milling Machine

Zásady pro vypracování:

Navrhněte a zkonstruujte malou portálovou CNC frézku pro frézování neželezných materiálů. Frézka musí umožňovat ovládání osobním počítačem s vhodným programem pro CNC obrábění. Vhodnou konstrukcí minimalizujte výrobní náklady.

Parametry frézky

- velikost upínacího stolu 800 x 480 mm
- maximální šířka pod portálem 560 mm
- maximální výška pod portálem 85 mm
- vnější rozměry frézky 1400 x 740 x 700 mm
- vřeten 500 - 8000 ot/min, 500 – 1000 W

Nakreslete sestavu zařízení a vybrané výrobní výkresy

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J.: *Části strojů 1,2*. SNTL Praha, 1989.

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení – spojovací části strojů*. Montanex, a.s. Ostrava, 2000.

MAREK, J. a kol.: *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vydalo MM Průmyslové spektrum

NĚMČEK, M. *Řešené příklady z ČaMS. Spoje*. Druhé vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8

Odborné časopisy

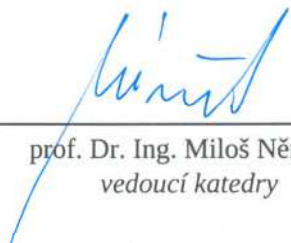
Firemní materiály

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5. 2012

..... 

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18.5.2012



podpis

Bc. Jan Zahradník

Nová 1242

739 34 Šenov u Ostravy

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ZAHRADNÍK, J. *Návrh a konstrukce malé CNC frézky : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012, 50 s., Vedoucí práce: Němček, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukcí malé portálové CNC frézky. Začátek práce představuje možnosti řešení stroje, jejich výhody a nevýhody. Z těchto možností je sestavena vlastní koncepce stroje. Pro následné dimenzování jednotlivých prvků jsou vypočteny řezné síly při obrábění různých materiálů. Konstrukční návrhy jsou pevnostně kontrolovány a případně modifikovány podle výsledků výpočtů. V závěru práce je představen princip řízení CNC stroje a jsou uvedeny možné programy pro ovládání stroje. Výkresová dokumentace je uvedena v příloze.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ZAHRADNÍK, J. *Design of a Small CNC Milling Machine : master thesis*. Ostrava : VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Design of Machines and Equipment, 2012, 50 p., Thesis head: Němček, M.

This master thesis is about design of a small CNC milling machine. In the first part possibilities of the machine design are presented, their advantages and disadvantages. These options are compiled to own conception of the machine. For the follow design of the each parts cutting forces are calculated for machining of various materials. Preliminary designs are reviewed by calculation and modified according to the results of calculations. Last part of thesis introduced the principle of CNC machines and lists possible programs for machine control. Drawings are stated in the attachment.

Obsah

Úvod	1
1. Frézování	2
1.1 Způsoby frézování	2
1.2 Frézy	3
2. Varianty řešení	5
2.1 Typy portálových frézek	5
2.2 Druhy závitů pohybového šroubu	6
2.3 Uspořádání šroubových mechanismů	7
2.4 Typy lineárního vedení	9
2.5 Pohony	10
2.6 Porovnání variant	11
2.7 Vlastní koncepce stroje	12
3. Řezné podmínky	14
3.1 Dřevo	14
3.2 Plasty	15
3.3 Hliníkové slitiny	16
4. Vřeteník	18
4.1 Motor	18
4.2 Řemenový převod	19
4.3 Návrh hřídele	22
4.4 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem	25
4.5 Výpočet kuličkového ložiska	26
4.6 Pevnostní výpočet hřídele	27
5. Osa Z	30
5.1 Působící síly	30
5.2 Návrh motoru	31
6. Osa Y	32
6.1 Působící síly	32
6.2 Návrh motoru	33
6.3 Lineární vedení	34
7. Osa X	36
7.1 Působící síly	36
7.2 Návrh motoru	37

7.3	Lineární vedení	37
8.	Rám stroje	39
9.	Řídicí systém	42
9.1	Počítač a softwarové vybavení	42
9.2	Elektrické prvky	44
10.	Závěr	46
11.	Seznam použité literatury	48
	Seznam příloh	50

Seznam použitých zkratek a symbolů

A	osová vzdálenost	mm
A_F	faktor osové vzdálenosti	-
A_{SK}	skutečná osová vzdálenost	mm
C_X	základní dynamická únosnost lineárního ložiska	kN
C_Y	základní dynamická únosnost lineárního vozíku	kN
C_{12}	základní dynamická únosnost kosoúhlých ložisek	kN
C_3	základní dynamická únosnost radiálního ložiska	kN
C_{0-12}	základní statická únosnost kosoúhlých ložisek	kN
C_{0-3}	základní statická únosnost radiálního ložiska	kN
F	obvodová síla na velké řemenici	N
F_{CX}	celková síla při rovnoměrném pohybu stolu	N
F_{CY}	celková síla při rovnoměrném pohybu suportu portálu	N
F_{CZ}	celková síla při rovnoměrném pohybu vřeteníku	N
F_{DX}	dynamická síla komponentů osy X	N
F_{DY}	dynamická síla komponentů osy Y	N
F_{DZ}	dynamická síla komponentů osy Z	N
F_F	radiální síla od ozubeného řemene	N
F_{GZ}	gravitační síla komponentů osy Z	N
F_{N1}	náhradní síla od kleštinového upínače	N
F_{N2}	náhradní síla od kleštinového upínače	N
F_{RCX}	celková síla při rozjezdu stolu	N
F_{RCY}	celková síla při rozjezdu suportu portálu	N
F_{RCZ}	celková síla při rozjezdu vřeteníku	N
F_{RN}	napínací síla řemene	N
F_{R1}	reakční síla v prvním ložisku	N
F_{R2}	reakční síla v druhém ložisku	N
F_{R3}	reakční síla v třetím ložisku	N
F_Z	obvodová řezná síla	N
F_a	axiální složka řezné síly	N
F_{aA}	axiální síla v druhém ložisku	N
F_{aB}	axiální síla v prvním ložisku	N
F_{aMAX}	maximální hodnota axiální složky řezné síly	N
F_r	radiální složka řezné síly	N
F_{rA}	radiální síla v druhém ložisku	N

F_{rB}	radiální síla v prvním ložisku	N
F_{rMAX}	maximální hodnota radiální složky řezné síly	N
F_1	síla v tažné větvi ozubeného řemene	N
F_2	síla v odlehčené větvi ozubeného řemene	N
K_a	axiální síla v kosoúhlém ložisku	N
L_{Xhod}	trvanlivost vedení osy X v provozních hodinách	hod
L_{Xkm}	trvanlivost vedení osy X	km
L_{Yhod}	trvanlivost vedení osy Y v provozních hodinách	hod
L_{Ykm}	trvanlivost vedení osy Y	km
L_w	délka řemene	mm
L_{10-12}	základní trvanlivost kosoúhlého ložiska	mil.ot
L_{10h12}	trvanlivost kosoúhlého ložiska v provozních hodinách	hod
L_{10-3}	základní trvanlivost radiálního ložiska	mil.ot
L_{10h3}	trvanlivost radiálního ložiska v provozních hodinách	hod
M_{RX}	rozběhový točivý moment motoru osy X	Nmm
M_{RY}	rozběhový točivý moment motoru osy Y	Nmm
M_{RZ}	rozběhový točivý moment motoru osy Z	Nmm
M_T	točivý moment přenášený hřídelí vřetena	Nm
M_X	točivý moment motoru osy X při rovnoměrném pohybu	Nmm
M_Y	točivý moment motoru osy Y při rovnoměrném pohybu	Nmm
M_Z	točivý moment motoru osy Z při rovnoměrném pohybu	Nmm
P_{12}	ekvivalentní dynamické zatížení kosoúhlých ložisek	N
P_d	návrhový výkon	W
P_{LZ}	stoupání závitu lichoběžníkového šroubu	mm
$P_{KŠ}$	stoupání kuličkového šroubu	mm
P_M	výkon motoru	W
P_R	maximální výkon pro 1 řemen	W
$P_{Už}$	užitečný výkon vřetena	W
P_X	ekvivalentní dynamické zatížení lineárního ložiska	N
P_Y	ekvivalentní dynamické zatížení lineárního vozíku	N
R	součinitel pro výpočet axiální síly v ložisku	-
R_{X1}	reakční síla v ložisku vedení osy X	N
R_{X2}	reakční síla v ložisku vedení osy X	N
R_{Y1}	reakční síla ve vedení osy Y	N
R_{Y2}	reakční síla ve vedení osy Y	N
R_{Y3}	reakční síla ve vedení osy Y	N

R_m	mez pevnosti materiálu	MPa
T	rozteč zubů řemene	mm
U	napětí na motoru vřetena	V
a_x	zrychlení posuvu nástroje v ose X	mm/s ²
a_y	zrychlení posuvu nástroje v ose Y	mm/s ²
a_z	zrychlení posuvu nástroje v ose Z	mm/s ²
b	šířka třísky	mm
c_0	celkový provozní součinitel	-
c_1	součinitel počtu zubů v záběru	-
c_2	součinitel provozního zatížení	-
c_3	součinitel zrychlení řemenu	-
c_4	součinitel únavy	-
c_5	součinitel délky řemene	-
d_F	průměr nástroje	mm
$d_{KŠ}$	průměr kuličkového šroubu	mm
d_{2LZ}	střední průměr závitu lichoběžníkového šroubu	mm
e	poměr axiální a radiální síly v ložisku	-
f	posuv nástroje	mm/s
f_C	koeficient počtu lineárních pouzder	-
f_{LY}	koeficient ekvivalentního zatížení	-
f_{LZ}	koeficient ekvivalentního zatížení	-
f_{TZ}	součinitel tření matice na šroubu	-
f_Z	posuv na zub	mm/zub
g	gravitační zrychlení	m/s ²
i	převodový poměr	-
k_v	součinitel otáček motoru vřetena	ot/V
k_U	součinitel bezpečnosti pro únavový lom	-
m_O	hmotnost obrobku a příslušenství na stole	kg
m_V	hmotnost vřeteníku	kg
m_X	hmotnost stolu	kg
m_{YP}	hmotnost pohyblivých částí osy Y	kg
m_Z	celková hmotnost osy Z	kg
m_{ZP}	hmotnost pohyblivých částí osy Z	kg
n	otáčky nástroje	ot/min
n_{L12M}	mezní otáčky kosoúhlých ložisek	ot/min
n_{L3M}	mezní otáčky radiálního ložiska	ot/min
n_M	otáčky motoru vřetena	ot/min
n_{MY}	otáčky motoru osy Y	ot/min

n_{MZ}	otáčky motoru osy Z	ot/min
n_{M0}	otáčky motoru vřetena bez zatížení	ot/min
p	řezný odpor materiálu	MPa
t	hloubka třísky	mm
v	řezná rychlost	m/min
v_R	rychlost řemene	m/s
v_X	rychlost posuvu nástroje v ose X	mm/min
v_Y	rychlost posuvu nástroje v ose Y	mm/min
v_Z	rychlost posuvu nástroje v ose Z	mm/min
x_V	rozteč lineárních ložisek osy X	mm
x_{Fa}	vzdálenost axiální řezné síly od kolejnice osy Y	mm
x_{mO}	vzdálenost těžiště obrobku od lineárního ložiska	mm
x_{mV}	vzdálenost těžiště vřetena od kolejnice osy Y	mm
x_{mX}	vzdálenost těžiště stolu od lineárního ložiska	mm
x_{mYP}	vzdálenost těžiště suportu od kolejnice osy Y	mm
x_{mZ}	vzdálenost těžiště osy Z od kolejnice osy Y	mm
y_{Fr}	vzdálenost radiální řezné síly od kolejnice osy Y	mm
y_V	rozteč kolejnic osy Y	mm
y_{mV}	vzdálenost těžiště vřetena od kolejnice osy Y	mm
y_{mYP}	vzdálenost těžiště suportu od kolejnice osy Y	mm
y_{mZ}	vzdálenost těžiště osy Z od kolejnice osy Y	mm
z	počet zubů nástroje	zubů
z_R	počet zubů řemene	zubů
z_e	počet zubů hnací řemenice v záběru	zubů
z_1	počet zubů hnací řemenice	zubů
z_2	počet zubů hnané řemenice	zuby
α	úhel styku kosoúhlého ložiska	°
α_{LZ}	vrcholový úhel závitu	°
β	úhel opásání malé řemenice	°
Δz_{max}	výchylka stolu pod nástrojem	μm
λ	úhel šroubovice nástroje	°
γ	úhel stoupání závitu lichoběžníkového šroubu	°
$\eta_{KŠ}$	účinnost kuličkového šroubu	-
η_{RP}	účinnost řemenového převodu	-
η_L	účinnost ložisek vřeteníku	-
π	Ludolfovo číslo	-
φ'	třecí úhel závitu lichoběžníkového šroubu	°

Úvod

Před nástupem na Střední průmyslovou školu v Ostravě-Vítkovicích mne velice zaujaly CNC stroje, které dokázaly velice rychle a přesně obrábět různé díly. Na SPŠ jsme byli seznámeni s ovládáním stroje a vyzkoušeli jsme si programování školního soustruhu a frézky. Toto mne velmi zaujalo a začal jsem se zajímat o princip komunikace mezi počítačem a strojem. V roce 2007 se známý rozhodl, že by svou klasickou frézku chtěl částečně zautomatizovat, aby se mu zjednodušila práce. Následně z toho vznikla počítačem řízená frézka a on, jako naprostý neznalý programátor, mne požádal o spolupráci při psaní programů. Společnými silami jsme frézku vylepšili, zlepšili řízení, přesnost a jeho výroba a výrobky tak nabraly jiných kvalit.

Již v tuto chvíli se mi v hlavě rodila myšlenka na vlastní stroj, který by dokázal alespoň vrtat a frézovat plošné spoje. Začal jsem hledat informace na internetu, našel spoustu přátel, kteří se touto problematikou již zabývali nebo se teprve začínali zajímat a tak jsme si navzájem vyměňovali nápady, zkušenosti. Jakožto student jsem byl omezen financemi, které byly vyčleněny na stavbu stroje, takže bylo důležité vyrobit co nejvíce dílů vlastními silami, z vlastních zdrojů a nakupovat minimální množství materiálu. Bohužel při návrhu koncepce stroje jsem došel k názoru, že postavit frézku ze „šuplíkových zásob“ lze, ale bude mít velice omezené možnosti použití, a proto jsem začal s návrhem frézky s větší počáteční investicí, ale s větší možností uplatnění při výrobě nebo případného jednoduššího odprodeje.

Výsledkem této diplomové práce bude návrh a konstrukce malé portálové CNC frézky pro frézování neželezných materiálů. Frézka musí být ovládána osobním počítačem s vhodným programem pro CNC obrábění. Vhodná konstrukce musí minimalizovat výrobní náklady. Frézka musí umožňovat upnutí obrobku na plochu o velikosti 800 x 480 mm a jeho obrobení vřetenem s plynulou regulací od 500 do 8000 ot/min při výkonu 500 – 1000 W.

Hlavním cílem této diplomové práce je vyrobit celý stroj a dodělat jej do plně funkční podoby, včetně všech bezpečnostních opatření.

Cíle diplomové práce

- Návrh a konstrukce malé portálové CNC frézky
- Výpočet konstrukčních částí
- Tvorba výkresové dokumentace
- Výroba stroje v domácích podmínkách

1. Frézování

Frézování je strojní třískové obrábění materiálů nástrojem – frézou. Nástroj koná hlavní řezný pohyb (rotační) a obrobek koná vedlejší pohyb (posuv, přísuv, natáčení). V určitých případech koná veškeré pohyby vřeteno s nástrojem a obrobek stojí na místě. Frézovací stroj se nazývá frézka, frézovací nástroj fréza. Frézováním se obrábějí rovinné i tvarové plochy. Jednotlivé břity nástroje nejsou trvale v záběru, ale jen po určitou dobu otáčky.



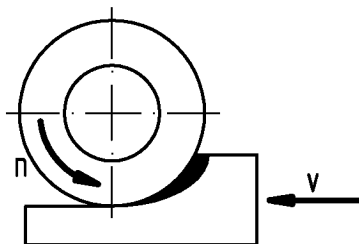
Obr. 1.1 Frézování frézou s vyměnitelnými destičkami [20]

1.1 Způsoby frézování

Způsoby frézování se dělí podle vzájemného pohybu soustavy fréza – obrobek.

Nesousledné frézování

Při nesousledném frézování se fréza otáčí proti směru posuvu. Průřez třísky se tak postupně zvětšuje, z toho vyplývá, že břit zubu na počátku řezu klouže po obrobené ploše, otupuje se a až poté vnikne do zpevněné plochy. Tento způsob zhoršuje jakost finálního výrobku. Tento způsob je vhodný zvláště pro starší stroje, které mají větší vůle na pohybovém šroubu.

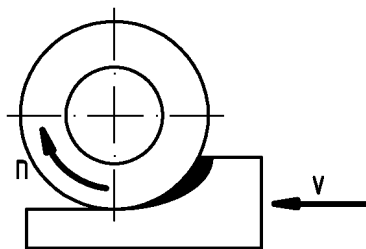


Obr. 1.2 Nesousledné frézování

Sousledné frézování

Sousledné frézování vytváří hladší obrobené plochy. To je dáno otáčením frézy ve stejném směru jako se posouvá obrobek, tím dochází k postupnému zařezávání břitů nástroje od maximální tloušťky třísky po minimální. Tento způsob frézování je šetrnější k nástroji, protože nedochází k otěru o obrobek a tak je prodloužena jeho životnost.

Nevýhodou sousledného frézování jsou větší síly působící při vnikání nástroje do materiálu a tak vznik rázů, které se přenášejí na vřeteník a pohybové šrouby. Pokud má pohybový šroub axiální vůli hrozí vtáhnutí obrobku a tak poškození stroje, nástroje i obrobku.



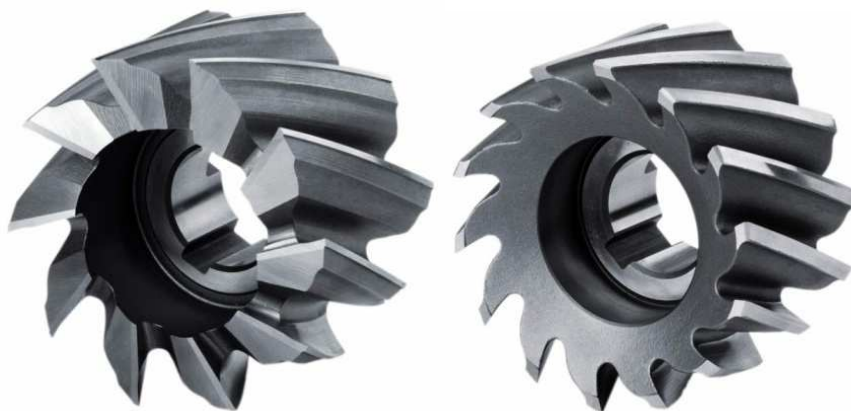
Obr. 1.3 Sousledné frézování

1.2 Frézy

Fréza je vícebřítý nástroj (ve výjimečných případech může mít i jeden břit) jehož břity jsou pravidelně rozloženy na válcové, kuželové nebo jiné rotační ploše. Osa rotační plochy musí být shodná s osou otáčení nástroje.

Frézy lze rozdělit podle mnoha hledisek: způsobu upnutí, smyslu otáčení, technologie výroby, počtu dílů, tvaru, funkce atd.

Příklady tvarů fréz



Obr. 1.4 Čelní válcová [21] a válcová nástrčná fréza [22]



Obr. 1.5 Čelní válcová [23] a rádiusová stopková fréza [24]



Obr. 1.6 Kotoučová [25] , kotoučová rádiusová [26] a kotoučová čtvrtkruhový vydutá [27]



Obr. 1.7 Frézy s vyměnitelnými břitovými destičkami Sandvik CoroMill [28]

2. Varianty řešení

Na začátku návrhu řešení provádím přehled možných variant řešení portálové frézky a jejich výhod a nevýhod.

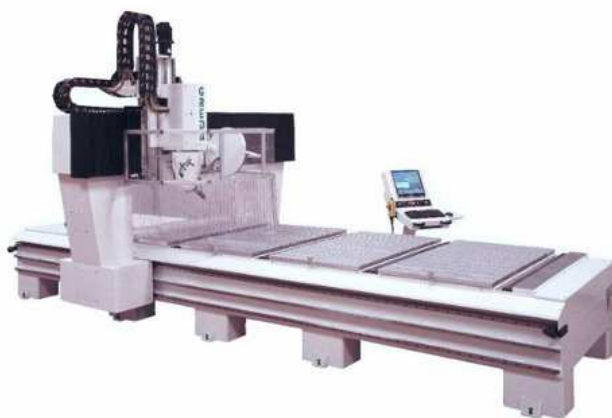
Základem každé portálové frézky je portál, který je tvořen dvěma stojany a příčnickem, a stůl s pevnou výškou.

2.1 Typy portálových frézek

Rozdělení typů portálových frézek podle konstrukce

Spodní vedení portálu

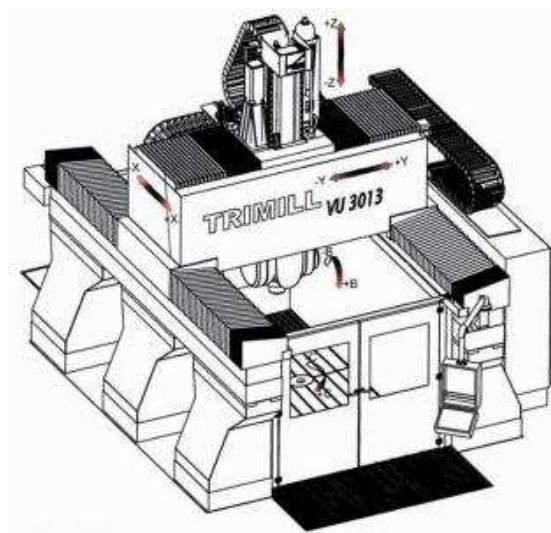
Tato varianta se vyznačuje pojezdem celého portálu (stojanů s příčnickem) a je vhodná pro obrábění těžkých a rozměrných obrobků, kdy obrobek leží upnutý na stojícím stole a portál se pohybuje nad obráběnou plochou. U tohoto řešení je velkou výhodou, že se pohybuje stále stejná hmota (portál) a tudíž při konstrukci se vše dimenzuje pro známé zatížení. Další výhodou je malý zastavěný prostor vzhledem k upínací ploše, protože pohyblivý portál dokáže obrábět celou upínací plochu a přesahuje přes její rozměry pouze minimálně. Nevýhodou tohoto řešení je namáhání pojezdového vedení pohybem portálu a silami při obrábění. Další nevýhodou je nutnost zajistit stejný pohyb obou stojanů a zabránit tak příčení portálu.



Obr. 2.1 Spodní vedení portálu [29]

Horní vedení portálu

Varianta využívá pevných základů, které jsou náhradou stojanů, a pohybuje se pouze příčník. Tímto je dosaženo menších dynamických sil při pohybech a lepších silových poměrů pro přenos obráběcích sil. Výhody jsou stejné jako u spodního vedení portálu. U této varianty je potřeba také zabezpečit stejný posuv obou stran příčníku.



Obr. 2.2 Horní vedení portálu [30]

Pohyblivý stůl

Pokud je portálová frézka řešena s pohyblivým stolem má sice větší zastavěný prostor, ale portál stojí na místě a lze jej dobře vyztužit. Také je jednodušší pohon osy stolu, protože je řešen jediným šroubem v ose stolu. Nevýhodou je pohybující se obrobek a tudíž větší dynamické síly, které navíc nejsou předem známé.



Obr. 2.3 Pohyblivý stůl [31]

2.2 Druhy závitů pohybového šroubu

Šroub s lichoběžníkovým závitem

Profil závitu má tvar lichoběžníku, vrcholový úhel je 30° v případně rovnoramenného a 33° v případě nerovnoramenného závitu. Nerovnoramenné profily závitu se používají pouze v aplikacích, kde působí v jednom směru pohybu větší síla než v druhém např. lisu. Lichoběžníkový závit je závit s plošným stykem, tedy mezi maticí a šroubem se vyskytuje smykové tření, z toho plyne nižší účinnost a větší opotřebení. U profesionálních obráběcích strojů se dnes již nepoužívají.



Obr. 2.4 Pohybový šroub s lichoběžníkovým závitem [32]

Kuličkový šroub

V kuličkovém šroubu zprostředkovávají styk šroubu s maticí kuličky, které se odvalují a tak podstatně snižují tření mezi šroubem a maticí. Kuličky, které se odvalují v drážce šroubu se na konci drážky pomocí deflektoru vracejí zpět na začátek drážky. Většina šroubů má dnes drážku rozdělenou na několik kratších úseků. Tato šroubová vazba má podstatně vyšší účinnost (až 93%) a šetří tak energii hnacího motoru. Mazání matic se provádí tukem nebo olejem používanými pro mazání valivých ložisek. Výroba takového šroubu je náročnější a dražší, také uložení šroubu a matice v aplikaci musí být přesné, tuhé a maticová jednotka nesmí být zatěžována v jiném než axiálním směru.

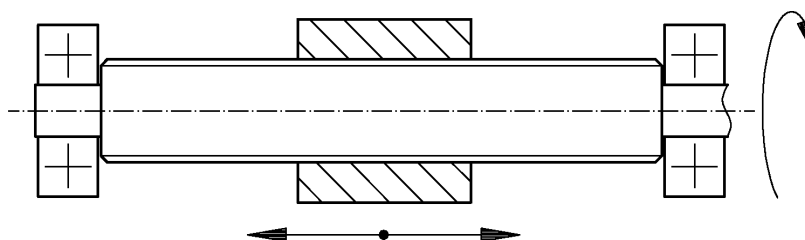


Obr. 2.5 Řez kuličkovým šroubem [33]

2.3 Uspořádání šroubových mechanismů

Šroub se otáčí, matice posouvá

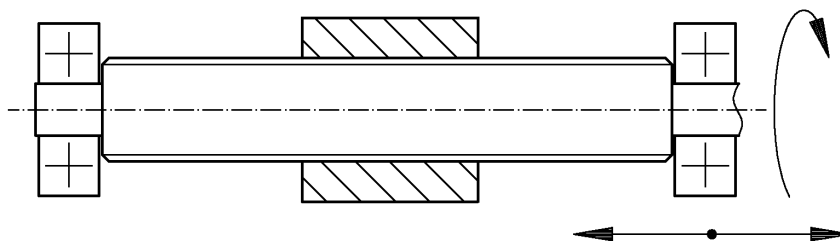
Nejběžnější použití pohybového šroubu u strojů. Matice je zajištěna proti otáčení, šroub je axiálně pevný a pouze se otáčí.



Obr. 2.6 Schéma

Šroub se otáčí a posouvá, matice pevná

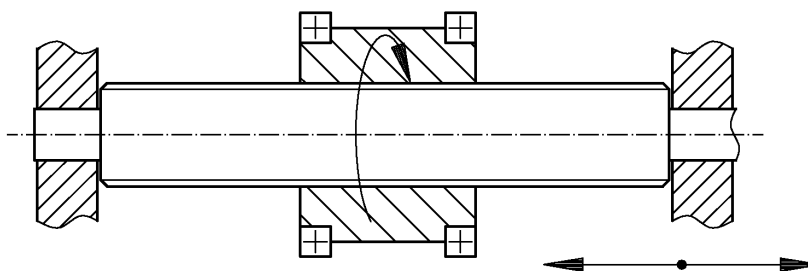
Matice je axiálně i radiálně uchycená, šroub koná otáčivý pohyb a vlivem šroubové vazby se posouvá v matici. Nevýhodou je pohybující se motor společně se šroubem.



Obr. 2.7 Schéma

Matice se otáčí, šroub se posouvá

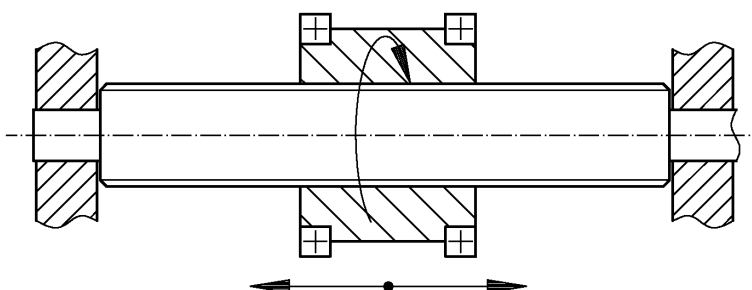
Matice je axiálně pevná, pouze se otáčí a přenáší pohyb na šroub, který se axiálně pohybuje. Výhodou řešení je odstranění kmitání dlouhých šroubů. Nevýhodou je složitější přenos točivého momentu z motoru na matici.



Obr. 2.8 Schéma

Matice se otáčí a posouvá, šroub pevný

Matice se otáčí a axiálně pohybuje po šroubu, který je pevně ukotven k rámu. Toto řešení také odstraňuje kmitání dlouhých šroubů, ale je zde také složitější přenos točivého momentu z motoru na matici.



Obr. 2.9 Schéma

2.4 Typy lineárního vedení

Nepodepřené tyče

Tento druh lineárního vedení je na trhu snadno dostupný, má nízkou pořizovací cenu, ale jeho velkou nevýhodou je nízká ohybová tuhost. Z toho vyplývá, že je použitelný pouze na krátké vzdálenosti a nenáročné aplikace. Lineární ložisko pro takové tyče může být řešeno jako kluzné nebo valivé.



Obr. 2.10 Nepodepřené tyče [34]

Podepřené tyče

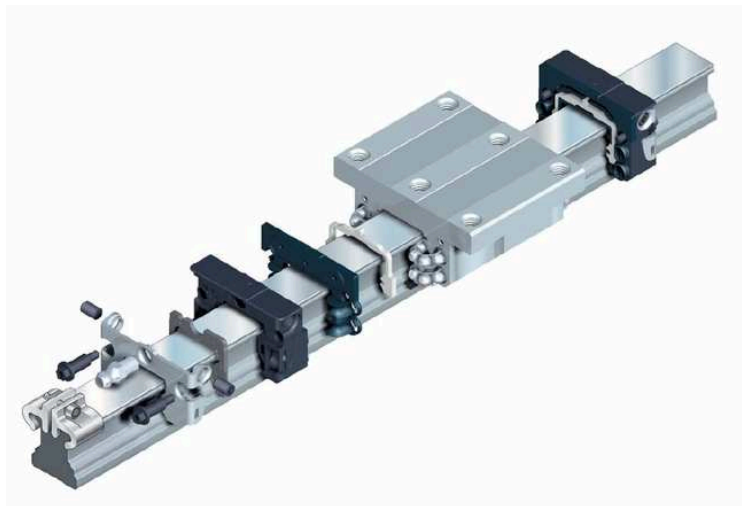
Pořízení podepřených lineárních tyčí je sice finančně náročnější, ale tuhost takového vedení je nesrovnatelně vyšší než u nepodepřených tyčí. Podepření se provádí buď po celé délce, nebo po určitých úsecích. Takto podepřená tyč musí mít speciální dělené ložisko, které je umístěno v tělese a má možnost nastavení sevření.



Obr. 2.11 Podepřené tyče [35]

Profilové tyče

Profilové tyče jsou nejkvalitnějším, průmyslově nepoužívanějším, ale také nejdražším řešením lineárního vedení. Tyto tyče mají různý profil (symetrický, nesymetrický), různé valivé elementy (kuličky, válečky) a jsou tak méně či více vhodné na určité typy zatížení. U profesionálních obráběcích strojů se používá výhradně tento typ lineárního vedení.



Obr. 2.12 Profilové tyče [36]

2.5 Pohony

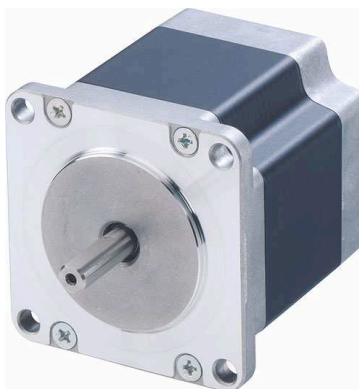
Pro posuv jednotlivých os stroje lze využít různých druhů pohonů.

Krokový motor

Krokový motor je synchronní točivý stroj napájený impulsy stejnosměrného proudu. Pohyb rotoru je nespojitý, protože magnetické pole ve statoru je generováno postupným zapínáním napájení do pólových dvojic, rotor se poté pohybuje mezi tzv. kroky. Počet těchto kroků je dán konstrukcí motoru. Pro kvalitnější a plynulejší pohyb motoru lze vhodnou řídicí elektronikou a řízením tyto kroky zjemnit až na 1/256 původní hodnoty. U krokových motorů nedochází k mechanickému kontaktu mezi jednotlivými prvky (výjimkou jsou ložiska) a mají tak vysokou mechanickou odolnost a dlouhou životnost bez údržby. Nevýhodou je možná ztráta synchronizace otáček rotoru s otáčkami magnetického pole. K tomuto jevu dochází při přetížení motoru a je potřeba zastavit otáčení magnetického pole a jeho opětovné roztočení.

Dvoufázové motory jsou základním typem krokových motorů, nejběžněji dostupné, nejlevnější, jak motory, tak i řídicí elektronika. Přirozené rozlišení je 200 kroků na otáčku.

Třífázové jsou nejmodernější krokové motory, které dosahují o 30% až 50% vyšší účinnost a to zejména při vyšších otáčkách.



Obr. 2.13 Krokový motor [37]

Servomotor

Je obecně jakýkoliv motor, který má na své hřídeli připojený inkrementální snímač „encoder“ polohy. Lze tak použít jak motorů stejnosměrných, tak střídavých, jejich poloha je snímána pomocí enkodéru a jeho signál je přiveden do regulátoru, který řídí polohu motoru. Takový pohon je kvalitnější, pohyb je plynulý a nehrozí u něj ztráta kroku. Enkodéry i řídicí elektronika je dražší a používá se v profesionálních obráběcích strojích.



Obr. 2.14 Stejnosměrný servomotor se snímačem polohy [38]

2.6 Porovnání variant

Všechny konstrukční řešení portálové frézky mají své výhody a nevýhody a jsou pro malou CNC frézku více či méně vhodné. Porovnání variant je stručně shrnuto v Tab. 2.1

Tab. 2.1 Porovnání variant

	Varianta	Výhody	Nevýhody
Typy portálových frézek	Spodní vedení portálu	Velká únosnost stolu Pohyb stejné hmoty - portálu Malý zastavěný prostor	Možnost přičení portálu Složitě řízení pohybů Velké síly působící na vedení
	Horní vedení portálu	Velká únosnost stolu Lepší silové poměry na vedení	Možnost přičení portálu Složitě řízení pohybů
	Pohyblivý stůl	Nepohyblivý portál Jednoduché řízení pohybů	Větší zastavěný prostor Pohyb obrobku

Druhy závitů	Lichoběžníkový závit	Nízké náklady na pořízení Jednoduchá výroba	Nízká účinnost
	Kuličkový šroub	Vysoká účinnost	Vyšší náklady na pořízení Nutnost přesné montáže
Uspořádání	Šroub se otáčí, matice posouvá	Motor se nepohybuje	Kmitání dlouhých šroubů
	Šroub se otáčí a posouvá, matice pevná	Šroub je stále krytý stolem proti nečistotám	Kmitání dlouhých šroubů Pohyb motoru a el. přívodů
	Matice se otáčí, šroub se posouvá	Odstranění kmitání dlouhých šroubů	Přenos momentu na matici
	Matice se otáčí a posouvá, šroub pevný	Odstranění kmitání dlouhých šroubů	Přenos momentu na matici Pohyb motoru a el. přívodů
Lineární vedení	Nepodepřené tyče	Nízká pořizovací cena Dostupnost	Nízká tuhost Pro nenáročné aplikace
	Podepřené tyče	Vyšší tuhost	Vyšší pořizovací cena
	Profilové tyče	Vysoká tuhost Vysoká únosnost	Vysoká pořizovací cena
Pohony	Krokové motory	Nízká pořizovací cena Dlouhá životnost	Ztráta kroku Řízení bez zpětné vazby
	Servomotory	Jakýkoliv motor Zpětná vazba	Vyšší pořizovací cena

2.7 Vlastní koncepce stroje

Porovnáním všech variant, jejich výhod a nevýhod, usuzuji, že pro malou CNC frézku, na které se nepředpokládají těžké obrobky, bude nejlepší použít variantu s pohyblivým stolem. Toto rozvržení volím z důvodu jednoduchého řešení nepohyblivého portálu a jeho snadného vytužení aniž by hmotnost ovlivňovala dynamické poměry na stroji. Druhým důvodem je jednoduché řízení pohybu stolu, který bude mít pouze jeden šroub a jeden motor uprostřed mezi lineárním vedením a nemůže tak docházet ke křížení.

Variantu lze ještě modifikovat, podle ukotvení lineárního vedení na rám nebo stůl a také podle pohybů, které koná pohybový šroub a matice. Jako nejvhodnější kombinaci považuji lineární vedení přišroubované na pohyblivý stůl a ložiska vedení jsou kotveny k rámu, tím dojde k příznivému umístění obráběcích sil mezi lineárními ložisky. Protože bude stůl pohyblivý a vedení bude umístěno na stole, je vhodné umístit pohybový šroub na stůl, axiálně jej zajistit vzhledem ke stolu a otáčet s ním. Matice tak bude pevně ukotvena k základnímu

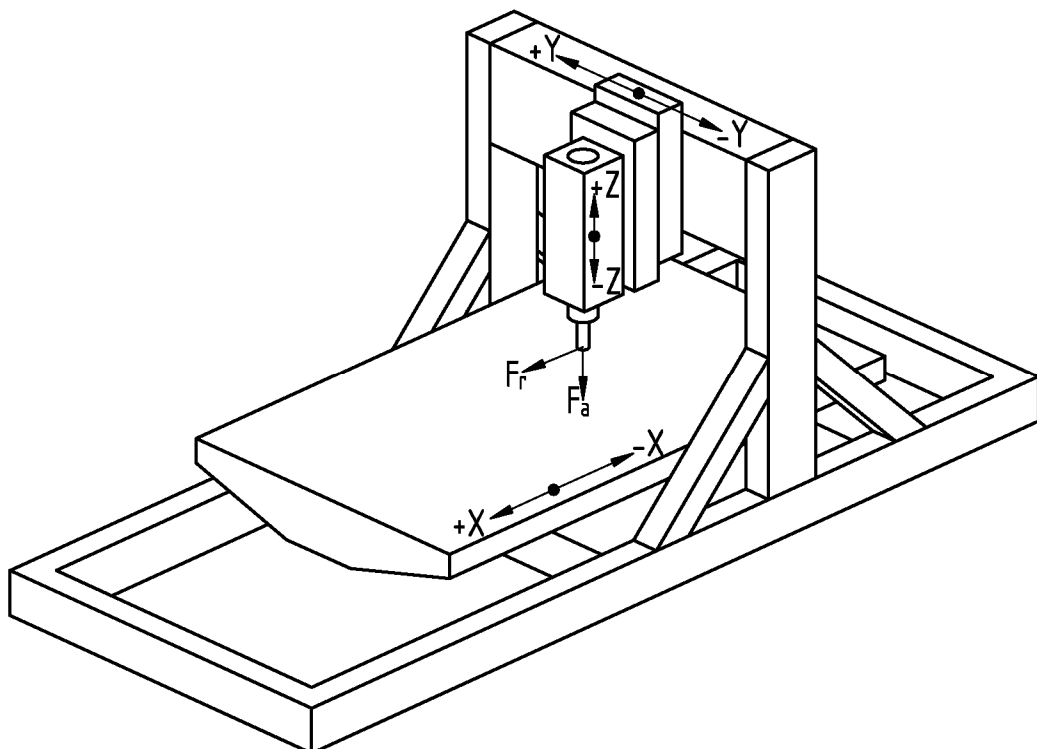
rámu. Nevýhodou této kombinace je pohybuující se motor na stole a tak složitější přívod elektrické energie. Toto lze řešit pomocí tzv. energetických řetězů. Na ostatních osách budou vedení i šroub pevně ukotveny a pohybovat se budou ložiska vedení a matice.

Jako vedení budu používat profilové tyče na svislé ose a na ose portálu, na nejdelší ose budou použity podepřené tyče z důvodu nižších nákladů na pořízení.

Pro pohyb jednotlivých os použiji krokové motory, které jsou levnější a při použití vhodné řídicí elektroniky mají vyhovující vlastnosti pro malé stroje. Na svislé ose bude kuličkový šroub pro přesné polohování a zbývající dvě osy budou poháněny pomocí šroubů s lichoběžníkovým závitem a matic, které umožňují vymezení axiální vůle.

Hlavní nosný rám frézky bude z ocelových profilů U a L, které budou spojeny šrouby pro snadnou montáž a seřízení. Velké plošné díly budou vytvořeny z laminované dřevotřísky, která sice nemá optimální vlastnosti, ale její cena je v podstatně jiné cenové hladině než například duralové desky. Pro snadné upínání obrobků na stůl bude tento stůl opatřen profilem s upínacími drážkami.

Následující obrázek schematicky znázorňuje koncepci celé CNC frézky. Svislá osa je vždy Z, vodorovné osy X a Y se umísťují podle pozice obsluhy vůči stroji a to tak, že osa kolmá k pohledu obsluhy na stroj je X a rovnoběžná s pohledem je Y. Stejně tomu bude i u tohoto stroje, protože bude umístěn delší stranou ke stěně. Zatěžující síly jsou také znázorněny na obrázku, axiální složka řezné síly působí převážně svisle dolů a vtahuje nástroj do záběru. Směr radiální složky se mění podle směru, kterým se fréza v obrobku pohybuje.



Obr. 2.15 Schéma frézky

3. Řezné podmínky

Pro dimenzování všech prvků frézky (pohonu, vedení, rámu atd.) je nutné vyjít z řezných sil. Vzorový výpočet řezných podmínek a sil při obrábění podle [2] a konkrétní hodnoty pro různé materiály a nástroje uvádím dále.

Řezný odpor

$$p = (4 \div 5) \times R_m \quad (3.1)$$

Obvodová řezná síla

$$F_z = t \times b \times \frac{f_z \times z}{\pi \times d_F} \times p \quad (3.2)$$

Radiální složka řezné síly

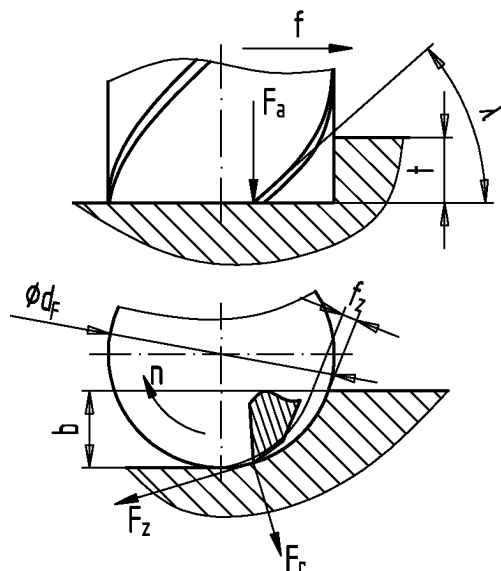
$$F_r = (0,2 \div 0,5) \times F_z \quad (3.3)$$

Axiální složka řezné síly

$$F_a = F_z \times \tan \lambda \quad (3.4)$$

Výkon vřetena

$$P_{U\dot{Z}} = F_z \times v \quad (3.5)$$



Obr. 3.1 Rozbor sil při frézování

3.1 Dřevo

Pro výpočet řezných sil vycházím ze zkušeností uživatele C-N-C.cz fóra [3], který pro frézování dubu tříbřitou frézou M.A.FORD 11631500 o průměru $d_F = 8 \text{ mm}$, s úhlem šroubovice $\lambda = 30^\circ$ uvádí tyto řezné podmínky:

otáčky $n = 12000 \div 14000 \text{ ot/min}$

šířka třísky $b = 4 \div 5 \text{ mm}$

hloubka třísky $t = 10 \text{ mm}$

posuv $f = 40 \div 50 \text{ mm/s}$

Z toho lze vypočítat:

řezná rychlost

$$v = \pi \times d_F \times n = \pi \times 0,08 \times 14000 \approx 350 \text{ m/min} \quad (3.6)$$

posuv na zub

$$f_z = \frac{f \times 60}{n \times z} = \frac{50 \times 60}{14000 \times 3} \approx 0,071 \text{ mm/zub} \quad (3.7)$$

Mez pevnosti buku podle [4] je větší ve směru vláken a dosahuje $R_m = 123 \text{ MPa}$ a lze tak přibližně vypočítat řezný odpor $p = 5 \times 123 = 615 \text{ MPa}$. V Tab. 3.1 uvádím síly při

obrábění. První dva řádky jsem vypočítal pro hloubku třísky podle [3], další řádky jsou upraveny na takovou hloubku třísky, aby potřebný výkon byl do 1000W.

Tab. 3.1 Síly při obrábění dřeva - buku

Průměr frézy d_F [mm]	Šířka třísky b [mm]	Hloubka třísky t [mm]	Posuv na zub f_z [mm]	Obvodová síla F_z [N]	Axiální síla F_a [N]	Radiální síla F_r [N]	Užitečný výkon $P_{U\check{Z}}$ [W]
8	4	10	0,07	274	158	137	1599
8	5	10	0,07	343	198	171	1998
8	4	6	0,07	164	95	82	959
8	5	5	0,07	171	99	86	999

3.2 Plasty

Obrábění plastů je velice náročné, co se stanovení řezných podmínek týče. Každý plast má specifické vlastnosti, ale je potřeba použít vysokou řeznou rychlost, malé posuvy a velmi ostré nástroje s malým úhlem šroubovice. Mez pevnosti se pohybuje v rozmezí $8 \div 35$ MPa pro Polyetylen, $21 \div 37$ MPa pro Polypropylen a $70 \div 85$ MPa pro Polyamid PA6 podle [7]. Volím monolitní dvoubřitou frézu E2S N KEVA s úhlem šroubovice $\lambda = 30^\circ$ z katalogu Pramet [3]. Z vlastních zkušeností uvažuji řezné podmínky pro drážkování Polyamidu PA6:

řezná rychlost $v = 250$ m / min

šířka třísky $b = d_F$

hloubka třísky $t = 0,25 \times d_F$

posuv na zub $f_z = 0,025$ mm / zub

Vypočtené hodnoty sil při obrábění pro materiál Polyamid PA6 s řezným odporem $p = 5 \times 85 = 425$ MPa uvádím v Tab. 3.2

Tab. 3.2 Síly při obrábění Polyamidu PA6

Průměr frézy d_F [mm]	Šířka třísky b [mm]	Hloubka třísky t [mm]	Posuv na zub f_z [mm]	Obvodová síla F_z [N]	Axiální síla F_a [N]	Radiální síla F_r [N]	Užitečný výkon $P_{U\check{Z}}$ [W]
3	3	0,75	0,025	10	6	5	42
4	4	1	0,025	14	8	7	56
5	5	1,25	0,025	17	10	8	70
6	6	1,5	0,025	20	12	10	85
8	8	2	0,025	27	16	14	113
10	10	2,5	0,025	34	20	17	141

Pro frézování organického skla PMMA s mezí pevnosti $R_m = 72 \text{ MPa}$ podle [8] stejným nástrojem při zachování řezné rychlosti a hloubky třísky je potřeba podle zkušeností zvýšit hodnotu posuvu na $f_z = 0,075 \text{ mm/zub}$. Řezný odpor materiálu je $p = 5 \times 72 = 360 \text{ MPa}$ a hodnoty sil při obrábění uvádím v následující tabulce:

Tab. 3.3 Síly při obrábění organického skla PMMA

Průměr frézy $d_F [\text{mm}]$	Šířka třísky $b [\text{mm}]$	Hloubka třísky $t [\text{mm}]$	Posuv na zub $f_z [\text{mm}]$	Obvodová síla $F_Z [\text{N}]$	Axiální síla $F_a [\text{N}]$	Radiální síla $F_r [\text{N}]$	Užitečný výkon $P_{U\check{Z}} [\text{W}]$
3	3	0,75	0,075	26	15	13	107
4	4	1	0,075	34	20	17	143
5	5	1,25	0,075	43	25	21	179
6	6	1,5	0,075	52	30	26	215
8	8	2	0,075	69	40	34	286
10	10	2,5	0,075	86	50	43	358
12	12	3	0,075	103	60	52	430

3.3 Hliníkové slitiny

Podle katalogu Pramet [3] volím na obrábění hliníkové slitiny monolitní čtyřbřitou frézu E4S N SUMA s úhlem šroubovice $\lambda = 40^\circ$.

Doporučené řezné podmínky pro drážkování:

řezná rychlost $v = 200 \text{ m/min}$

šířka třísky $b = d_F$

hloubka třísky $t = 0,5 \times d_F$

Jako obráběný materiál volím automatový dural EN AW 2007 s mezí pevnosti $R_m = 220 \text{ MPa}$ [6] a podle rovnice (3.1) je řezný odpor $p = 5 \times 220 = 1100 \text{ MPa}$

Při doporučených řezných podmínkách vznikají na nástroji síly, které uvádím v Tab. 3.4. Poslední 3 řádky tabulky mají upravenou hloubku třísky pro zachování výkonu do 1000W. Pro obrábění za takových podmínek je potřeba mít dokonale tuhý stroj bez vůlí a nepřesností.

Tab. 3.4 Síly při obrábění duralu EN AW 2007

Průměr frézy d_F [mm]	Šířka třísky b [mm]	Hloubka třísky t [mm]	Posuv na zub f_z [mm]	Obvodová síla F_Z [N]	Axiální síla F_a [N]	Radiální síla F_r [N]	Užitečný výkon $P_{UŽ}$ [W]
3	3	1,5	0,023	48	41	24	161
4	4	2	0,03	84	71	42	280
5	5	2,5	0,04	140	118	70	467
6	6	3	0,045	189	159	95	630
8	8	3,5	0,06	294	247	147	980
10	10	3,2	0,065	291	244	146	971
12	12	3	0,07	294	247	147	980

V Tab. 3.5 jsem vypočetl hodnoty pro hliníkovou slitinu EN AW 7075 při obrábění stejným nástrojem. Hloubka třísky jsem opět upravil pro maximální výkon 1000W. Mez pevnosti materiálu je $R_m = 540$ MPa [6] a podle rovnice (3.1) řezný odpor $p = 5 \times 540 = 2700$ MPa. Tento materiál svou pevností odpovídá konstrukční oceli a pro svou nízkou váhu je používán např. na špičkové rádiem řízené modely aut, letadel.

Tab. 3.5 Síly při obrábění EN AW 7075

Průměr frézy d_F [mm]	Šířka třísky b [mm]	Hloubka třísky t [mm]	Posuv na zub f_z [mm]	Obvodová síla F_Z [N]	Axiální síla F_a [N]	Radiální síla F_r [N]	Užitečný výkon $P_{UŽ}$ [W]
3	3	1,5	0,023	119	100	59	494
4	4	2	0,03	206	173	103	859
5	5	1,7	0,04	234	196	117	974
6	6	1,5	0,045	232	195	116	967
8	8	1,1	0,06	227	190	113	945
10	10	1	0,065	223	187	112	931
12	12	0,95	0,07	229	192	114	953

Pro další výpočty jednotlivých částí stroje uvažuji zatížení podle Tab. 3.4 axiální síla $F_{aMAX} = 250$ N a radiální síla $F_{rMAX} = 150$ N

4. Vřeteník

Pro snadné a mnohostranné upínání nástrojů má vřeteník dutinu Morse kužele MK2 a lze tak do něj upnout jak nástroje s kuželovou stopkou, tak kleštinový upínač na různé druhy a průměry nástrojů. Kleštinový upínač je pro kleštiny ER20, které umožňují upnutí nástroje se stopkou do průměru 13 mm.



Obr. 4.1 Kleštinový upínač MK2/ER20 a sada kleštin ER20 [39]

4.1 Motor

Požadovaný výkon poskytuje bezkartáčový stejnosměrný motor tzv. Brushless DC motor, který se používá pro pohon rádiem řízených modelů. Tyto motory s vhodným řízením dokáží plynule regulovat otáčky od 500 ot/min až po desítky tisíc otáček za minutu. Používám motor podle internetového obchodu firmy Hobbyking.com [18] Turnigy L5055C-700 Brushless Outrunner 700kv s oběžným pláštěm (rotorem), který tak zároveň slouží jako setrvačnick. Tento motor má maximální výkon 1440W při napájení napětím $U = 24 \text{ V}$, umožňuje plynulou regulaci otáček a jeho maximální otáčky bez zatížení jsou:

$$n_{M0} = U \times kv = 24 \times 700 = 16800 \text{ ot / min} \quad (4.1)$$

Při maximálním zatížení otáčky klesnou na cca 70% otáček naprázdno:

$$n_M = 0,70 \times n_{M0} = 0,70 \times 16800 = 11760 \text{ ot / min} \quad (4.2)$$



Obr. 4.2 Brushless DC motor [40]

Výkon motoru

Pro zajištění požadovaného výkonu $P_{U\dot{Z}} = 1000 \text{ W}$ na nástroji musím zvýšit výkon na motoru o ztráty řemenového převodu podle [9] ($\eta_{RP} = 0,98$) a ložisek ($\eta_L = 0,97$).

$$P_M = \frac{P_{U\dot{Z}}}{\eta_{RP} \times \eta_L} = \frac{1000}{0,98 \times 0,97} = 1052 \text{ W} \quad (4.3)$$

Zvolený motor plně vyhovuje, protože je schopen dodat výkon až 1600 W.

4.2 Řemenový převod

Přenos točivého momentu z hřídele motoru na hřídel vřetena bude realizována synchronním ozubeným řemenem. Výpočet provádím podle katalogu ContiTech [9]. Z konstrukčních důvodů je minimální osová vzdálenost $A = 70 \text{ mm}$.

Převodový poměr

Pro dosažení maximálních otáček nástroje $n = 8000 \text{ ot/min}$ při maximálních otáčkách motoru $n_M = 11760 \text{ ot/min}$ navrhují převod s poměrem:

$$i = \frac{n_M}{n} = \frac{11760}{8000} = 1,47 \quad (4.4)$$

Volba řemenic

Hnaná řemenice má $z_2 = 40$ zubů. Tento počet zubů volím z konstrukčních důvodů – průměru hřídele vřetena a také vzhledem k snadné dostupnosti v internetovém obchodu firmy TYMA CZ [11].

Počet zubů hnací řemenice:

$$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{40}{1,47} = 27,2 \quad (4.5)$$

Volím řemenici s počtem zubů $z_1 = 28$ zubů

Celkový provozní součinitel

Provozní součinitel je součtem těchto součinitelů:

Součinitel provozního zatížení

Pro zatížení obráběcího stroje motorem s malým počátečním točivým momentem (do 1,5 násobku nominálního momentu) je tento součinitel $c_2 = 1,3$

Součinitel zrychlení

Součinitel zrychlení pro převodový poměr v rozmezí 1,25 až 1,74 je $c_3 = 0,1$

Součinitel únavy

Určuji podle předpokládaného denního zatížení převodu. Pro provoz do 8 hodin denně je součinitel nulový. $c_4 = 0$

Celkový provozní součinitel je pak roven:

$$c_0 = c_2 + c_3 + c_4 = 1,3 + 0,1 = 1,4 \quad (4.6)$$

Návrhový výkon

$$P_d = P_M \times c_0 = 1052 \times 1,4 = 1473 \text{ W} \quad (4.7)$$

Volba typu řemenu

Podle grafu ze strany 38 katalogu [9] pro otáčky hnací řemenice $n_M = 11760 \text{ ot/min}$ a návrhový výkon $P_d = 1473 \text{ W}$ mohu použít řemeny typu 3M nebo 5M. Ze zkušeností s těmito řemeny a konstrukčních důvodů volím řemen CONTI SYNCHROBELT 5M s roztečí zubů $T = 5 \text{ mm}$.

Délka řemene

Minimální osová vzdálenost $A = 70 \text{ mm}$

$$L_w = 2 \times A + \frac{T}{2} \times (z_1 + z_2) + \frac{\left[\frac{T}{\pi} \times (z_2 - z_1) \right]^2}{4 \times A} \quad (4.8)$$

$$L_w = 2 \times 70 + \frac{5}{2} \times (28 + 40) + \frac{\left[\frac{5}{\pi} \times (40 - 28) \right]^2}{4 \times 70} = 311 \text{ mm}$$

Skutečná délka řemene podle katalogu a internetového obchodu TYMA CZ [11]
 $L_w = 325 \text{ mm}$, počet zubů řemene $z_R = 65$ zubů

Skutečná osová vzdálenost

Vzdálenost počítám podle katalogu. Pro tento výpočet musím najít v tabulkách katalogu faktor osově vzdálenosti podle rozdílů počtu zubů řemene a malé řemenice a obou řemenic.

Faktor osově vzdálenosti pro tyto rozdíly:

$$A_F = 15,381$$

$$A_{SK} = A_F \times T = 15,381 \times 5 = 76,9 \text{ mm} \quad (4.9)$$

Rychlost řemene

$$v_R = \frac{T \times z_1 \times n_M}{60 \times 10^3} = \frac{5 \times 28 \times 11760}{60 \times 10^3} = 27,5 \text{ m/s} \quad (4.10)$$

Úhel opásání malé řemenice

$$\beta = 2 \times \arccos \left[\frac{T \times (z_2 - z_1)}{2 \times \pi \times A_{SK}} \right] = 2 \times \arccos \left[\frac{5 \times (40 - 28)}{2 \times \pi \times 76,9} \right] = 165,7^\circ \quad (4.11)$$

Šířka řemene

Počet zubů v záběru

$$z_e = z_1 \times \frac{\beta}{360} = 28 \times \frac{165,7}{360} \doteq 12 \text{ zubů} \quad (4.12)$$

Součinitel počtu zubů v záběru

Pro více než 6 zubů v záběru je součinitel $c_1 = 1$.

Součinitel délky řemene

Součinitel určuji podle tabulky 30 na straně 37 v katalogu [9] a pro řemeny kratší než 441 mm je součinitel $c_5 = 0,8$

V tabulce 42 na straně 38 katalogu [10] jsem našel pro 9 mm široký řemen při otáčkách $n_M = 11760 \text{ ot/min}$ a počtu zubů řemenice $z_2 = 28$ zubů maximální výkon $P_R = 5260 \text{ W}$

$$P_R \times c_1 \times c_5 \geq P_M \times c_0 \quad (4.13)$$

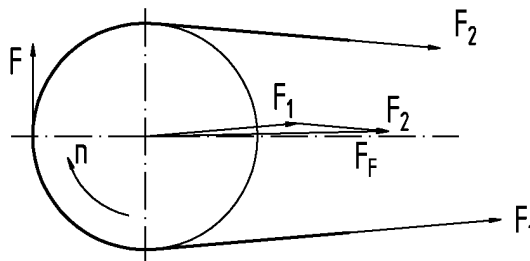
$$5260 \times 1 \times 0,8 \geq 1052 \times 1,4$$

$$4208 \text{ W} \geq 1473 \text{ W}$$

Zvolený ozubený řemen CONTI SYNCHROFORCE CXP HTD 325 - 5M - 9 vyhovuje.

Napínací síla řemene

$$F_{RN} = \frac{60 \times 10^6 \times P_M \times \sin \frac{\beta}{2}}{T \times z_1 \times n_M} = \frac{60 \times 10^6 \times 1,052 \times \sin \frac{165,7}{2}}{5 \times 28 \times 11760} = 38 \text{ N} \quad (4.14)$$



Obr. 4.3 Síly v řemenu při zatížení

Obvodová síla

$$F = \frac{P \times 1000}{v_R} = \frac{1,052 \times 1000}{27,5} = 38 \text{ N} \quad (4.15)$$

Síla v odlehčené větvi

Ozubené řemeny pracují nejlépe, když je síla v odlehčené větvi v rozmezí 10 ÷ 50 % obvodové síly.

$$F_2 = 0,3 \times F = 0,3 \times 38 = 12 \text{ N} \quad (4.16)$$

Síla v tažné větvi

$$F_1 = F_2 + F = 12 + 38 = 50 \text{ N} \quad (4.17)$$

Radiální síla na hřídel

$$F_F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \times F_1 \times F_2 \times \cos(360 - \beta)} \quad (4.18)$$

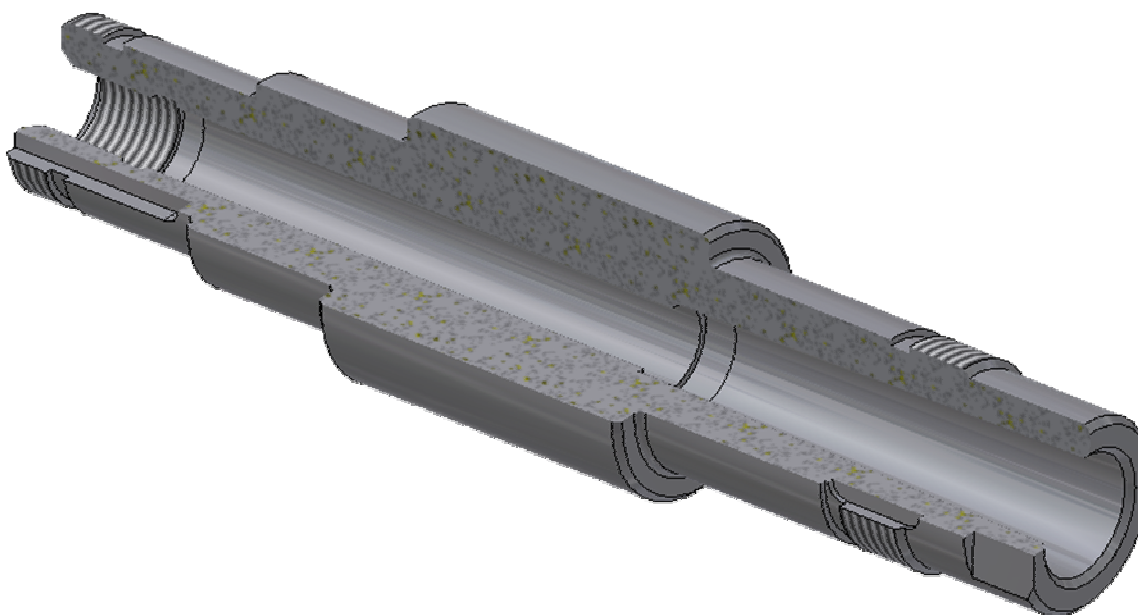
$$F_F = \sqrt{50^2 + 12^2 - 2 \times 50 \times 12 \times \cos 165,7^\circ} = 62 \text{ N}$$

4.3 Návrh hřídele

Hřídel vřetena musí mít dutinu upínacího kužele MK2 a umožňovat axiální zajištění upnutého kuželového nástroje šroubem se závitem M10. Na straně upínacího kužele jsou plošky pro zachycení momentu při utahování a povolování nástrojů. Horní část musí končit válcovým koncem s drážkami pro pero a pojistnou maticí pro zajištění řemenice. Uložení hřídele v tělese ve spodní části zabezpečují dvě kuličková ložiska s kosoúhlým stykem uspořádané zády k sobě (do „O“). Tyto ložiska jsou mazány olejem, kterým jsou zalité. V horní části je pouze oboustranně kryté radiální kuličkové ložisko pro zachycení radiální síly

ozubeného řemene. Hřídel je vyrobena z materiálu 14 100, tepelně zpracována a následně broušena.

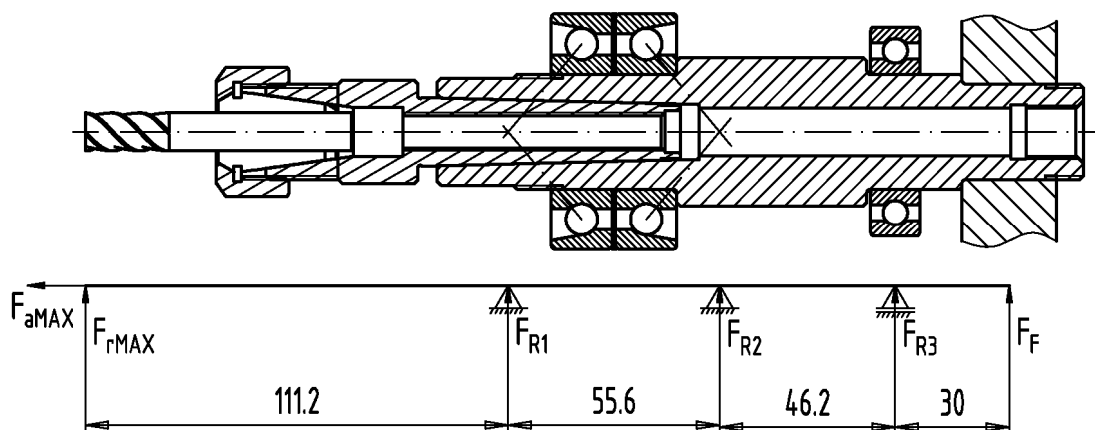
Konstrukční návrh hřídele jsem provedl v programu Autodesk Inventor.



Obr. 4.4 Konstrukční návrh hřídele

Ve vřetenu jsem použil dvě ložiska ZVL 7206 B s úhlem styku $\alpha = 40^\circ$ a v horní části radiální ložisko ZVL 6006 2Z. Ložiska s kosoúhlým stykem mají místo působíště síly ve spojnici osy otáčení ložiska a osy úhlu styku valivých tělísek s kroužky. Při uspořádání ložisek zády k sobě dochází ke vzdálení působíšť od sebe a vznikají tak dvě místa podepření nosníku.

Zatížení hřídele



Obr. 4.5 Schéma zatížení hřídele

Jelikož se jedná o staticky neurčitě uložený nosník provádím jeho výpočet pro zjednodušení v programech MITCalc a Autodesk Inventor 2010. Níže uvedený výpočet je pro případ, kdy působí obě síly stejným směrem. Provedl jsem výpočty pro všechny varianty, ale tato varianta vyvoluje největší reakce.

1.1 Jednotky výpočtu
SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo
A...Volný konec

1.3 Počet podpor mezi
3

1.4 Ukončení nosníku vpravo
A...Volný konec

1.5 Pole nosníku číslo: L1 L2 L3 L4

1.6 Délka pole nosníku L 111,2 55,600 46,2 30,0 [mm]

1.7 Spojité zatížení Q 0,000 0,000 0,000 0,000 [N/mm]

1.8 Souřadnice počátku pole 111,2 166,8 213,0 [mm]

1.9 Zatížení nosníku

	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Síla F1 / Moment M1	0,0	150,0	0,0	0,0
Síla F2 / Moment M2	233,0	62,0	0,0	0,0
Síla F3 / Moment M3	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F4 / Moment M4	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F5 / Moment M5	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F6 / Moment M6	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F7 / Moment M7	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F8 / Moment M8	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F9 / Moment M9	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F10 / Moment M10	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F11 / Moment M11	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1,10 Zatížení vlastní vahou Ne

1,11 Další vstupní pole pro síly

2.0 ☐ Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

3.0 ☒ Výsledky výpočtu

3.1 Číslo podpory zleva R1 R2 R3

3.2 Reakce v podporách 536,99 -518,51 193,52 [N]

Obr. 4.6 Reakce v nosníku v programu MITCalc

Zatížení

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojitě zatížení				Axiální zatížení	Svěrný moment	Průhyb				Úhel průhybu
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr			Y	X	Velikost	Směr	
F1	0 mm	150,000 N		150,000 N												-6,400 microm		6,400 microm	180,00 deg	0,00 deg
F2	233 mm	62,000 N		62,000 N												0,013 microm		0,013 microm		0,00 deg

Podpory

Index	Typ	Umístění	Reakční síla					Poddajnost		Radiální posunutí		Průhyb				Úhel průhybu
			Y	X	Velikost	Směr	Axiální zatížení	Y	X	Y	X	Y	X	Velikost	Směr	
1	Pevná	111,2 mm	536,987 N		536,987 N							-0,000 microm		0,000 microm	180,00 deg	0,00 deg
2	Volný	166,8 mm	-518,513 N		518,513 N	180,00 deg						-0,000 microm		0,000 microm	180,00 deg	0,00 deg
3	Volný	213 mm	193,526 N		193,526 N							0,000 microm		0,000 microm		0,00 deg

Obr. 4.7 Reakce v nosníku v programu Autodesk Inventor 2010

Tab. 4.1 Porovnání vypočtených hodnot

Reakce	MITCalc	Autodesk Inventor
F_{R1}	536,99 N	536,987 N
F_{R1}	-518,51 N	-518,513 N
F_{R3}	193,52 N	193,526 N

Reakce vypočítané programy Autodesk Inventor a MITCalc se neliší a považuji je za správné. Další výpočty provádím s hodnotami zaokrouhlenými na celá čísla:

$$F_{R1} = 537 \text{ N}$$

$$F_{R2} = -519 \text{ N}$$

$$F_{R3} = 194 \text{ N}$$

4.4 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

Parametry ložiska ZVL 7206 B podle [12]:

$$\text{Úhel styku } \alpha = 40^\circ$$

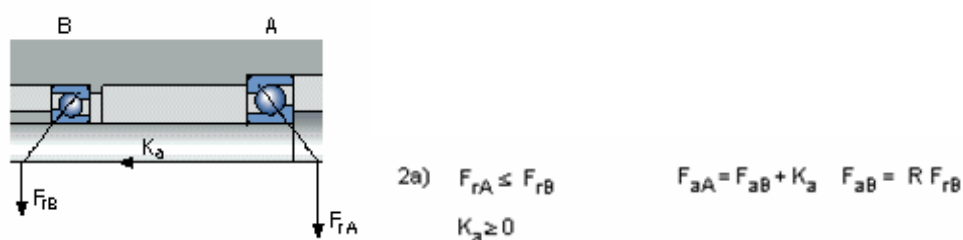
$$\text{Základní dynamická únosnost } C_{12} = 23 \text{ kN}$$

$$\text{Základní statická únosnost } C_{0-12} = 14,7 \text{ kN}$$

$$\text{Mezní otáčky } n_{L12M} = 9000 \text{ ot/min}$$

Výpočet ložisek provádím podle Interaktivního katalogu SKF [14]. Jako první zjišťuji velikost axiálních sil, které jsou vyvolány vlivem přenášení radiálních sil.

Stanovení axiálních sil



Obr. 4.8 Schéma zatížení ložisek [14]

Ve výpočtu SKF se vyskytují jiné označení sil než používám, proto tato záměna:

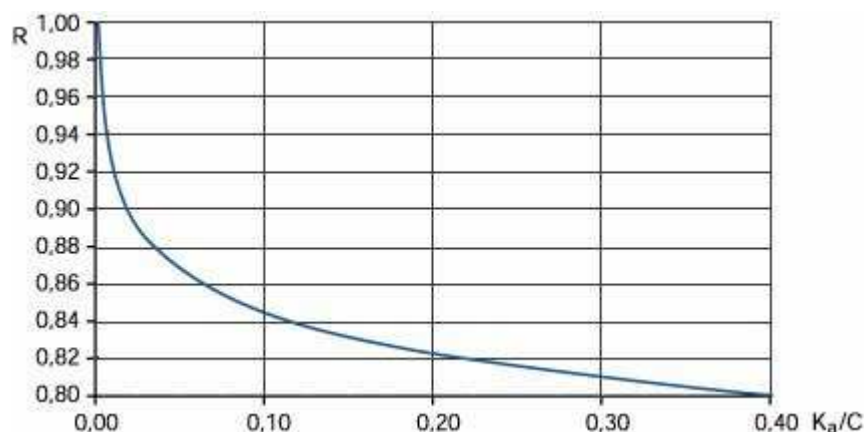
$$K_a = F_{aMAX} = 250 \text{ N}$$

$$F_{rA} = F_{R2} = 519 \text{ N}$$

$$F_{rB} = F_{R1} = 537 \text{ N}$$

Pro vypočtení zatížení ložisek stanovím součinitel R pro poměr $\frac{K_a}{C_{12}} = \frac{250}{23000} = 0,01$ kde

podle diagramu na Obr. 4.9. Součinitel $R = 0,94$



Obr. 4.9 Diagram pro stanovení součinitele R [14]

Axiální síly vyvozené radiální silou:

$$F_{aB} = R \times F_{rB} = 0,94 \times 537 = 505 \text{ N} \quad (4.19)$$

$$F_{aA} = F_{aB} + K_a = 505 + 250 = 755 \text{ N} \quad (4.20)$$

V dalším výpočtu kontroluji pouze ložisko L2, které je zatíženo větší axiální silou.

Ekvivalentní dynamické zatížení

Pro dvojici ložisek montovaných zády k sobě a poměr $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{755}{519} = 1,45$ větší než

$e = 1,14$ počítám ekvivalentní dynamické zatížení pro ložisko 7206 B podle vzorce:

$$P_{12} = 0,35 \times F_{rA} + 0,57 \times F_{aA} = 0,35 \times 519 + 0,57 \times 755 = 612 \text{ N} \quad (4.21)$$

Trvanlivost ložiska

Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček

$$L_{10-12} = \left(\frac{C_{12}}{P_{12}} \right)^3 = \left(\frac{23000}{612} \right)^3 = 53079 \text{ mil.ot.} \quad (4.22)$$

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách:

$$L_{10h12} = \frac{10^6}{60 \times n_M} \times L_{10-12} = \frac{10^6}{60 \times 8000} \times 53079 = 110581 \text{ hod} \quad (4.23)$$

Trvanlivost ložiska odpovídá 38 rokům při denním 8 hodinovém provozu, pokud nedojde k jeho jinému poškození.

4.5 Výpočet kuličkového ložiska

Parametry kuličkového ložiska ZVL 6006 2Z podle [13]:

Základní dynamická únosnost $C_3 = 13,3 \text{ kN}$

Základní statická únosnost $C_{0-3} = 8,25 \text{ kN}$

Mezní otáčky $n_{L3M} = 12000 \text{ ot/min}$

Kuličkové ložisko je zatíženo pouze radiální silou $F_{R3} = 194 \text{ N}$ a jeho ekvivalentní dynamické zatížení je přímo rovno této síle.

Trvanlivost ložiska

Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček

$$L_{10-3} = \left(\frac{C_3}{F_{R3}} \right)^3 = \left(\frac{13300}{164} \right)^3 = 322218 \text{ mil.ot.} \quad (4.24)$$

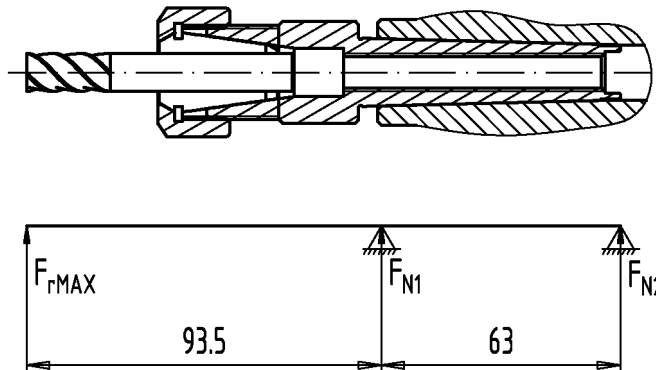
Trvanlivost ložiska v provozních hodinách:

$$L_{10h3} = \frac{10^6}{60 \times n_M} \times L_{10-3} = \frac{10^6}{60 \times 8000} \times 322218 = 671287 \text{ hod} \quad (4.25)$$

Trvanlivost ložiska odpovídá přibližně 229 let při denním 8 hodinovém provozu, pokud nedojde k jeho jinému poškození.

4.6 Pevnostní výpočet hřídele

Pevnostní výpočet provádím v programu AutoCAD Mechanical. Hřídel je vyrobena z materiálu 14100 a je tepelně zpracována cementováním a kalením. Následně je broušena.



Obr. 4.10 Schéma přepočtu sil

Náhradní síly

Původní zatížení hřídele přepočítávám, abych nemusel do výpočtu zahrnovat kleštinový upínač MK2/ER20. Tyto náhradní síly vyvodí přibližně stejné zatížení hřídele i ložisek. Schéma, podle kterého provádím výpočet, je na Obr. 4.10.

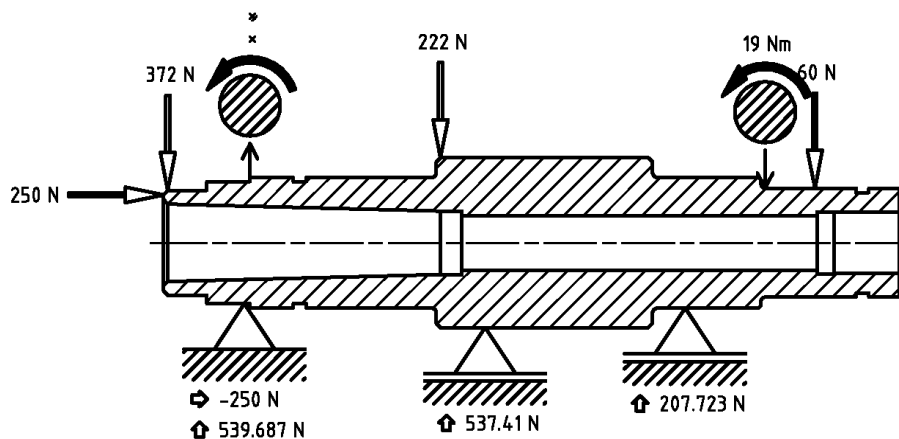
$$F_{N1} = -\frac{F_{rMAX} \times (63 + 93,5)}{63} = -\frac{150 \times (63 + 93,5)}{63} = -372 \text{ N} \quad (4.26)$$

$$F_{N2} = \frac{F_{rMAX} \times 93,5}{63} = \frac{150 \times 93,5}{63} = 222 \text{ N} \quad (4.27)$$

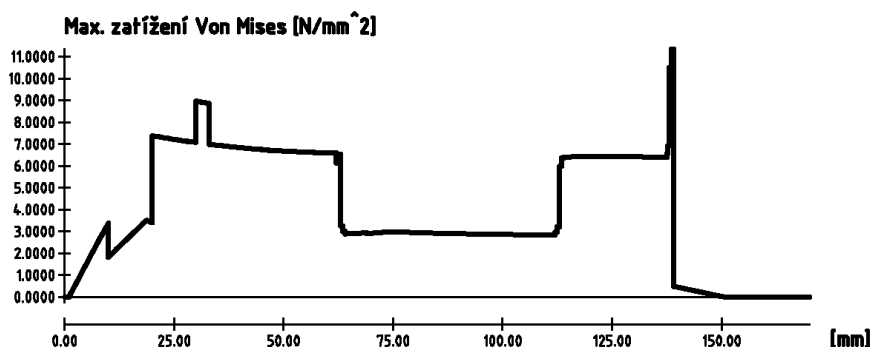
Přenášený točivý moment

Točivý moment uvažuji maximální, tedy při přenášeném výkonu $P_{U\dot{Z}} = 1000 \text{ W}$ při minimálních otáčkách $n = 500 \text{ ot/min}$

$$M_T = \frac{P_M \times 60}{2 \times \pi \times n} = \frac{1000 \times 60}{2 \times \pi \times 500} = 19 \text{ Nm} \quad (4.28)$$

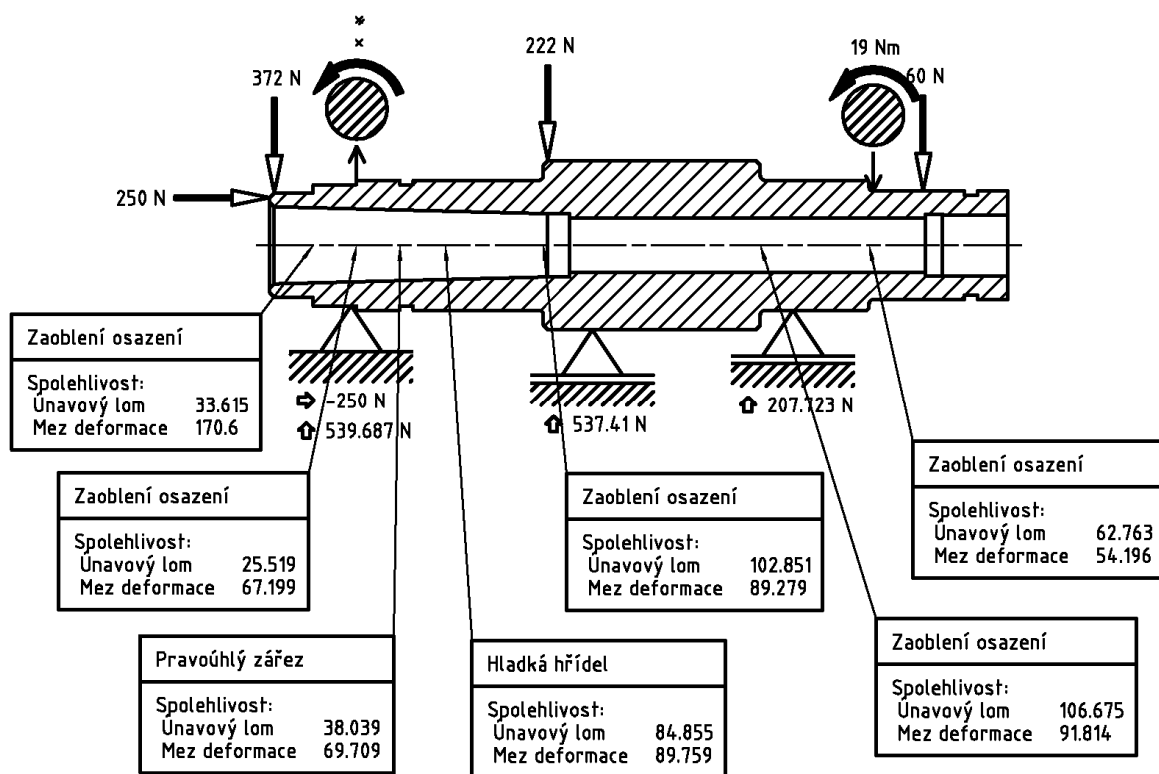


Obr. 4.11 Zatížení hřídele pro výpočet pevnosti



Vypočtené hodnoty		
Mez průtažnosti	[N/mm ²]	750
Modul pružnosti E	[N/mm ²]	210000
Materiál		17Cr3
Max. velikost průhybu	[mm]	4.15.7346 E-06
ve vzdálenosti	[mm]	0
Max. velikost ohybového momentu	[Nm]	6.5847
ve vzdálenosti	[mm]	18.7007
Max. krouticí moment	[Nm]	19.0
ve vzdálenosti	[mm]	112.0
Max. úhel krutu	[st]	15.8132 E-03
ve vzdálenosti	[mm]	6.4
Max. krouticí napětí	[N/mm ²]	6.5514
ve vzdálenosti	[mm]	138.5
Max. osové zatížení	[N/mm ²]	2.3327
ve vzdálenosti	[mm]	0
Max. výsledné ohybové zatížení	[N/mm ²]	3.5142
ve vzdálenosti	[mm]	18.7007
Max. zatížení Von Mises	[N/mm ²]	11.3582
ve vzdálenosti	[mm]	138.5
Maximální hodnoty zatížení jsou vypočteny bez respektování zářezů.		

Obr. 4.12 Vypočtené namáhání hřídele



Obr. 4.13 Hodnoty bezpečnosti únavy

Hřídel vřetena vyhovuje z hlediska statické bezpečnosti i únavového lomu několikanásobně. Nejnižší součinitel bezpečnosti pro únavu $k_U = 25,519$ je v místě přechodu válcové části do závitu a vnitřního Morse kuželu MK2.



Obr. 4.14 Vyrobená hřídel

5. Osa Z

Svislá osa stroje je osazena již hotovým lineárním stolem, který obsahuje kuličkové lineární vedení, kuličkový šroub 12 x 4, přírubu NEMA23 pro montáž motoru a pružnou spojku s průměrem díry pro hřídel motoru 6,35mm.

Požadovaná rychlost pro efektivní pohyb nástroje je $v_z = 3000 \text{ mm/min}$ a zrychlení $a_z = 750 \text{ mm/s}^2$.



Obr. 5.1 Lineární stůl osy Z [41]

5.1 Působící síly

Tato osa je zatížena hmotností vřeteníku a hmotností pohyblivé části lineárního stolu osy Z. Celková hmotnost vřeteníku podle programu Autodesk Inventor je $m_v = 6 \text{ kg}$ a hmotnost pohyblivých částí $m_{zp} = 1 \text{ kg}$. Podle těchto hmotností a požadovaných zrychlení vypočítám sílu působící při rozjezdu vřeteníku a sílu při rovnoměrném pohybu. Třecí síly od vedení ve výpočtu zanedbávám, protože jsou velmi malé v porovnání s ostatními silami.

Gravitační síla

$$F_{GZ} = (m_v + m_{zp}) \times g = (6 + 1) \times 9,81 = 68,7 \text{ N} \quad (5.1)$$

Dynamická síla

$$F_{DZ} = (m_v + m_{zp}) \times a_z = (6 + 1) \times 0,75 = 5,25 \text{ N} \quad (5.2)$$

Celková síla při rozjezdu

Výpočet celkové síly pro rozjezd vřeteníku provádím při nejhorší kombinaci zatížení. Tato kombinace nastane při frézování, kdy axiální síla od frézování působí směrem dolů,

gravitační síla také dolů a dynamická síla od zrychlení také směrem dolů. To znamená, že zrychlení musí mít opačný směr a tedy vřeteník se pohybuje nahoru.

$$F_{RCZ} = F_{aMAX} + F_{GZ} + F_{DZ} = 250 + 68,7 + 5,25 = 324 \text{ N} \quad (5.3)$$

Celková síla při rovnoměrném pohybu

Tato síla nastane v situaci, kdy již vřeteník dosáhl požadované rychlosti, proto se zde nevyskytuje dynamická síla ale ještě stále je fréza v materiálu.

$$F_{CZ} = F_{aMAX} + F_{GZ} = 250 + 68,7 = 319 \text{ N} \quad (5.4)$$

5.2 Návrh motoru

Nejprve vypočtu potřebné točivé momenty motoru pro rozběh a rovnoměrný pohyb.

Kuličkový šroub osy Z má tyto parametry:

Průměr šroubu $d_{KŠ} = 12 \text{ mm}$

Stoupání $P_{KŠ} = 4 \text{ mm}$

Účinnost $\eta_{KŠ} = 0,9$

Rozběhový točivý moment motoru

$$M_{RZ} = \frac{F_{RCZ} \times P_{KŠ}}{2 \times \pi \times \eta_{KŠ}} = \frac{324 \times 4}{2 \times \pi \times 0,9} = 229 \text{ Nmm} \quad (5.5)$$

Točivý moment motoru při rovnoměrném pohybu

$$M_Z = \frac{F_{CZ} \times P_{KŠ}}{2 \times \pi \times \eta_{KŠ}} = \frac{319 \times 4}{2 \times \pi \times 0,9} = 226 \text{ Nmm} \quad (5.6)$$

Rozběhový moment není pro návrh krokového motoru moc důležitý, protože záběrový moment motoru je velký, ale poté s rostoucí rychlostí klesá. Je tedy důležité navrhnout motor tak, aby při rovnoměrném pohybu měl dostatečný točivý moment a případně ještě rezervu.

Otáčky motoru při rovnoměrném pohybu

$$n_{MZ} = \frac{v_Z}{P_Z} = \frac{3000}{4} = 750 \text{ ot/min} \quad (5.7)$$

Podle internetového obchodu CNCShop.cz [15] vybírám motor, který při otáčkách $n_{MZ} = 750 \text{ ot/min}$ má točivý moment $M_Z = 226 \text{ Nmm}$, přírubu NEMA23 a hřídel o průměru 6,35mm pro jednoduchou montáž motoru na lineární stůl. Tyto parametry splňuje motor 57HS09 se záběrovým momentem 1,3 Nm, ale za nižší cenu zde lze zakoupit motor 57STH76 se záběrovým momentem 1,9 Nm. Tento motor tak bude mít i dostatečnou rezervu.

6. Osa Y

Tato osa je umístěna na portálu a otáčivý pohyb z motoru na suport osy Y je přenášen šroubem s lichoběžníkovým závitem. Požadovaná rychlost pro efektivní pohyb nástroje je $v_Y = 2500 \text{ mm/min}$ a zrychlení $a_Y = 600 \text{ mm/s}^2$.

6.1 Působící síly

Tato osa je zatížena silami od obrábění, dynamickými silami při rozjezdu suportu. Celková hmotnost vřeteníku podle programu Autodesk Inventor je $m_V = 6 \text{ kg}$, hmotnost celého lineárního stolu osy Z včetně motoru je $m_Z = 4,5 \text{ kg}$ a hmotnost suportu osy Y je $m_{YP} = 0,5 \text{ kg}$. Podle těchto hmotností a požadovaných zrychlení vypočítám sílu působící při rozjezdu a sílu při rovnoměrném pohybu. Třecí síly od vedení ve výpočtu zanedbávám, protože jsou velmi malé v porovnání s ostatními silami.

Dynamická síla

$$F_{DY} = (m_V + m_Z + m_{YP}) \times a_Y = (6 + 4,5 + 0,5) \times 0,6 = 6,6 \text{ N} \quad (6.1)$$

Celková síla při rozjezdu

Výpočet celkové síly pro rozjezd suportu portálu při nejhorší kombinaci zatížení. Tato kombinace nastane při frézování, kdy radiální síla od frézování působí proti směru pohybu a zrychlení.

$$F_{RCY} = F_{rMAX} + F_{DY} = 150 + 6,6 = 156,6 \text{ N} \quad (6.2)$$

Celková síla při rovnoměrném pohybu

Tato síla nastane v situaci, kdy již suport portálu dosáhl požadované rychlosti, proto se zde nevyskytuje dynamická síla, ale fréza odebírá materiál.

$$F_{CY} = F_{rMAX} = 150 \text{ N} \quad (6.3)$$

Pro snadnou konstrukci uložení pohybového šroubu, jednoduchou dostupnost šroubu s lichoběžníkovým závitem volím šroub Tr16x4 s těmito parametry dle [1]

Střední průměr závitu $d_{2LZ} = 15 \text{ mm}$

Stoupání závitu $P_{LZ} = 4 \text{ mm}$

Úhel stoupání závitu

$$\gamma = \arctan \frac{P_{LZ}}{\pi \times d_{2LZ}} = \arctan \frac{4}{\pi \times 15} = 4,85^\circ \quad (6.4)$$

Třecí úhel závitu

Součinitel tření mezi ocelovým šroubem a bronzovou maticí za klidu s mazáním je $f_{TZ} = 0,1 \div 0,2$, kde uvažuji horní hranici. Vrcholový úhel závitu $\alpha_{LZ} = 30^\circ$

$$\varphi' = \arctan \frac{f_{TZ}}{\cos \frac{\alpha_{LZ}}{2}} = \arctan \frac{0,2}{\cos \frac{30}{2}} = 11,7^\circ \quad (6.5)$$

6.2 Návrh motoru

Podle vlastností lichoběžníkového pohybového šroubu a obráběcích sil počítám točivé momenty motoru.

Rozběhový točivý moment motoru

$$M_{RY} = F_{RCY} \times \tan(\gamma + \varphi') \times \frac{d_{2LZ}}{2} = 156,6 \times \tan(4,85 + 11,7) \times \frac{15}{2} = 349 \text{ Nmm} \quad (6.6)$$

Točivý moment motoru při rovnoměrném pohybu

$$M_Y = F_{CY} \times \tan(\gamma + \varphi') \times \frac{d_{2LZ}}{2} = 150 \times \tan(4,85 + 11,7) \times \frac{15}{2} = 334 \text{ Nmm} \quad (6.7)$$

Rozběhový moment není pro návrh krokového motoru moc důležitý, protože záběrový moment motoru je velký, ale poté s rostoucí rychlostí klesá. Je tedy důležité navrhnout motor tak, aby při rovnoměrném pohybu měl dostatečný točivý moment a případně ještě rezervu.

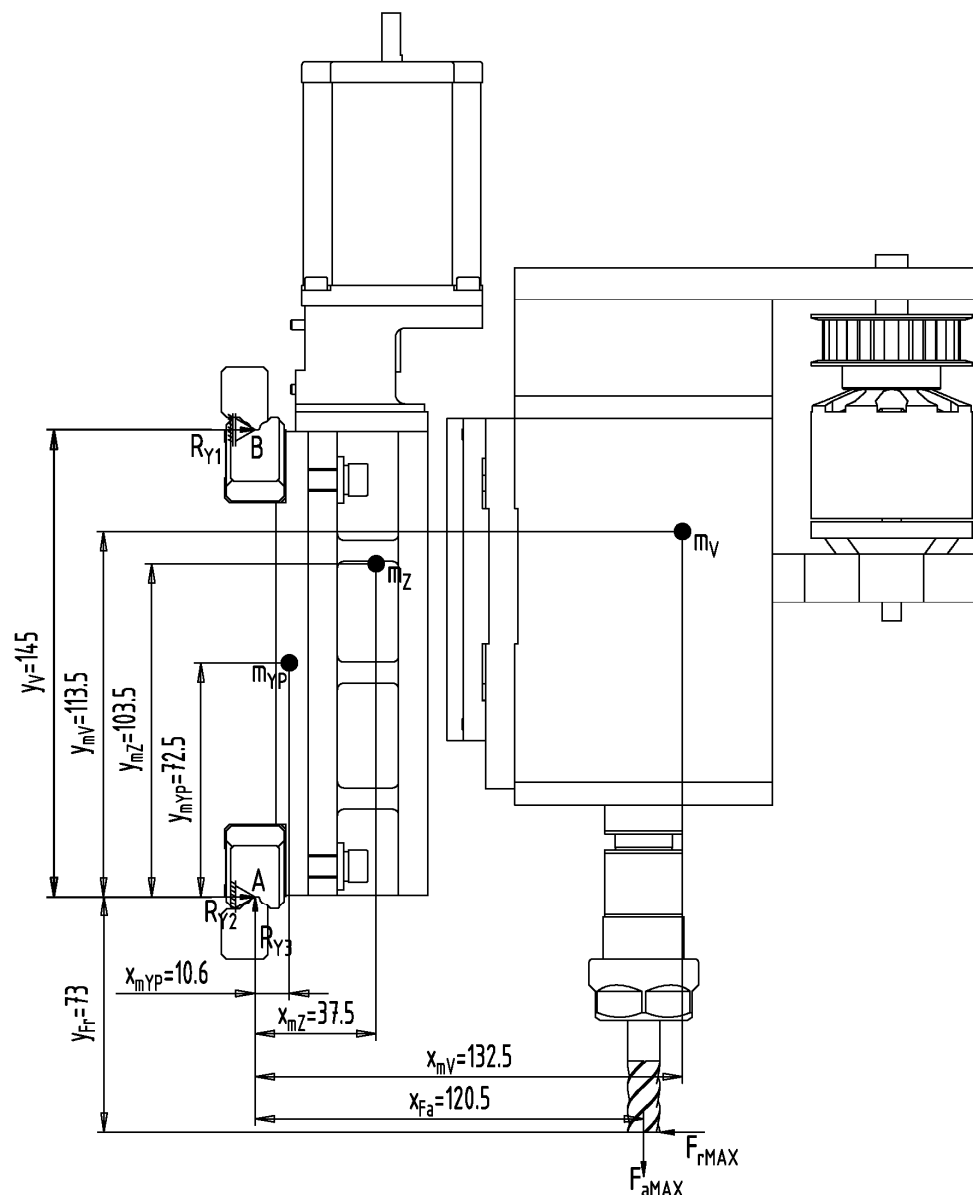
Otáčky motoru při rovnoměrném pohybu

$$n_{MY} = \frac{v_Y}{P_{LZ}} = \frac{2500}{4} = 625 \text{ ot/min} \quad (6.8)$$

Podle katalogových listů jednotlivých krokových motorů v internetovém obchodu firmy CNCShop.cz [15] vybírám motor, který při otáčkách $n_{MY} = 625 \text{ ot/min}$ disponuje točivým momentem $M_Y = 334 \text{ Nmm}$ a zároveň má přírubu NEMA23 a hřídel o průměru 6,35mm pro jednoduchou montáž motoru na lineární stůl.

Tyto parametry splňuje motor 57HS09 se záběrovým momentem 1,3 Nm, ale za nižší cenu zde lze zakoupit motor 57STH76 se záběrovým momentem 1,9 Nm. Tento motor tak bude mít i dostatečnou rezervu.

6.3 Lineární vedení



Obr. 6.1 Schéma zatížení lineárního vedení

Výpočet obsahuje hmotnost vřeteníku $m_v = 6 \text{ kg}$, hmotnost osy Z $m_z = 4,5 \text{ kg}$ a hmotnost pohyblivých částí osy Y $m_{YP} = 0,5 \text{ kg}$.

Síla R_{Y1}

Výpočet provádím podle rovnováhy sil k bodu A.

$$R_{Y1} \times y_v + m_{YP} \times g \times x_{mYP} + m_z \times g \times x_{mz} + m_v \times g \times x_{mv} + F_{aMAX} \times x_{Fa} + F_{rMAX} \times y_{Fr} = 0 \quad (6.9)$$

$$R_{Y1} = - \frac{m_{YP} \times g \times x_{mYP} + m_z \times g \times x_{mz} + m_v \times g \times x_{mv} + F_{aMAX} \times x_{Fa} + F_{rMAX} \times y_{Fr}}{y_v}$$

$$R_{Y1} = - \frac{0,5 \times 9,81 \times 10,6 + 4,5 \times 9,81 \times 37,5 + 6 \times 9,81 \times 132,5 + 250 \times 120,5 + 150 \times 73}{145}$$

$$R_{Y1} = -349 \text{ N}$$

Síla R_{Y2}

Výpočet provádím podle rovnováhy sil k bodu B

$$-R_{Y2} \times y_V + m_{YP} \times g \times x_{mYP} + m_Z \times g \times x_{mZ} + m_V \times g \times x_{mV} + F_{aMAX} \times x_{Fa} + F_{rMAX} \times (y_{Fr} + y_V) = 0 \quad (6.10)$$

$$R_{Y2} = \frac{m_{YP} \times g \times x_{mYP} + m_Z \times g \times x_{mZ} + m_V \times g \times x_{mV} + F_{aMAX} \times x_{Fa} + F_{rMAX} \times (y_{Fr} + y_V)}{y_V}$$

$$R_{Y2} = \frac{0,5 \times 9,81 \times 10,6 + 4,5 \times 9,81 \times 37,5 + 6 \times 9,81 \times 132,5 + 250 \times 120,5 + 150 \times (73 + 145)}{145}$$

$$R_{Y2} = 499 \text{ N}$$

Síla R_{Y3}

Tuto sílu vypočítám jako součet tíhových sil v ose Y:

$$R_{Y3} = (m_{YP} + m_Z + m_V) \times g = (0,5 + 4,5 + 6) \times 9,81 = 108 \text{ N} \quad (6.11)$$

Tato osa je osazena lineárním vedením THK HR2042 a podle katalogu [16] se životnost vedení stanovuje podobně jako pro ložiska. Základní dynamická únosnost je pro lineární vozík $C_Y = 9,9 \text{ kN}$ pro životnost 50km při spolehlivosti 90%.

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P_Y = R_{Y3} + \frac{R_{Y2}}{2} = 108 + \frac{499}{2} = 357,5 \text{ N} \quad (6.12)$$

Trvanlivost vedení

Při výpočtu trvanlivosti neuvažuji koeficienty, které jsou uváděny v katalogu, protože pro použití v nenáročných podmínkách všechny vychází rovny 1.

$$L_{Ykm} = \left(\frac{C_Y}{P_Y} \right)^3 \times 50 = \left(\frac{9900}{357,5} \right)^3 \times 50 = 1,06 \cdot 10^6 \text{ km} \quad (6.13)$$

Trvanlivost v provozních hodinách

$$L_{Yhod} = \frac{L_{Ykm} \times 10^6}{v_Y \times 60} = \frac{1,06 \cdot 10^6 \times 10^6}{2500 \times 60} = 7,06 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (6.14)$$

Trvanlivost vedení je pro toto použití neomezená, pokud nedojde k poškození jiným způsobem.

7. Osa X

Tato osa je součástí pohyblivého stolu a pohyb stolu je realizován šroubem s lichoběžníkovým závitem. Základní deska stolu je vyrobená z laminované dřevotřísky a pro upínání obrobků je osazena hliníkovým profilem 15x120mm z katalogu Bosch Rexroth [19]. Požadovaná rychlost pro efektivní pohyb nástroje je $v_x = 2500 \text{ mm/min}$ a zrychlení $a_x = 600 \text{ mm/s}^2$.

7.1 Působící síly

Tato osa bude zatížena silami od obrábění, dynamickými silami při rozjezdu stolu s obrobkem. Celková hmotnost stolu podle programu Autodesk Inventor je $m_x = 22 \text{ kg}$, hmotnost obrobku, upínek a všeho co je při obrábění na stole uvažuji $m_o = 3 \text{ kg}$. Podle těchto hmotností a požadovaných zrychlení počítám sílu působící při rozjezdu a sílu při rovnoměrném pohybu. Třecí síly od vedení ve výpočtu zanedbávám, protože jsou velmi malé v porovnání s ostatními silami.

Dynamická síla

$$F_{DX} = (m_x + m_o) \times a_x = (22 + 3) \times 0,6 = 15 \text{ N} \quad (7.1)$$

Celková síla při rozjezdu

Výpočet celkové síly pro rozjezd pohyblivé části portálu při nejhorší kombinaci zatížení. Tato kombinace nastane při frézování, kdy radiální síla od frézování působí proti směru pohybu a zrychlení.

$$F_{RCX} = F_{rMAX} + F_{DX} = 150 + 15 = 165 \text{ N} \quad (7.2)$$

Celková síla při rovnoměrném pohybu

Tato síla nastane v situaci, kdy již stůl dosáhl požadované rychlosti, proto se zde nevyskytuje dynamická síla, ale fréza odebírá materiál.

$$F_{CX} = F_{rMAX} = 150 \text{ N} \quad (7.3)$$

Tato osa bude osazena také šroubem s lichoběžníkovým závitem Tr16x4. Úhel stoupání závitu a třecí úhel závitu je stejný.

7.2 Návrh motoru

Podle vlastností lichoběžníkového pohybového šroubu a obráběcích sil počítám točivé momenty motoru.

Rozběhový točivý moment motoru

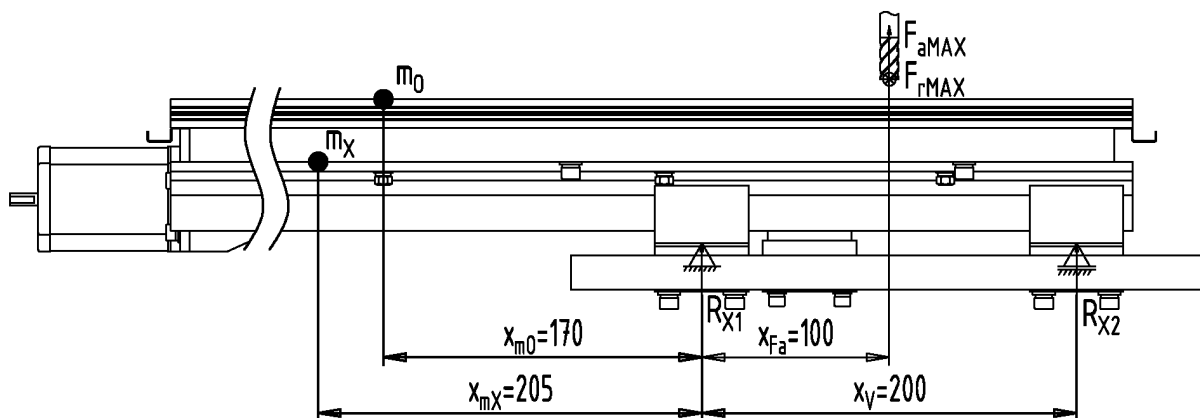
$$M_{RX} = F_{RCX} \times \tan(\gamma + \varphi') \times \frac{d_{2LZ}}{2} = 165 \times \tan(4,85 + 11,7) \times \frac{15}{2} = 367 \text{ Nmm} \quad (7.4)$$

Točivý moment motoru při rovnoměrném pohybu

$$M_X = F_{CX} \times \tan(\gamma + \varphi') \times \frac{d_{2LZ}}{2} = 150 \times \tan(4,85 + 11,7) \times \frac{15}{2} = 334 \text{ Nmm} \quad (7.5)$$

Točivý moment u této osy vychází velice podobně jako u osy portálu. Proto budu volit stejný motor 57STH76 se záběrovým momentem 1,9 Nm.

7.3 Lineární vedení



Obr. 7.1 Schéma zatížení lineárního vedení

Hmotnosti pro výpočet

$$m_X = 22 \text{ kg}$$

$$m_O = 3 \text{ kg}$$

Síla R_{X1}

Výpočet provádím podle rovnováhy sil k pravému lineárnímu ložisku

$$2 \times R_{X1} \times x_V - m_X \times g \times (x_{mX} + x_V) - m_O \times g \times (x_{mO} + x_V) + F_{aMAX} \times x_{Fa} = 0 \quad (7.6)$$

$$R_{X1} = \frac{m_X \times g \times (x_{mX} + x_V) + m_O \times g \times (x_{mO} + x_V) - F_{aMAX} \times x_{Fa}}{2 \times x_V}$$

$$R_{X1} = \frac{22 \times 9,81 \times (205 + 200) + 3 \times 9,81 \times (170 + 200) - 250 \times 100}{2 \times 200} = 183 \text{ N}$$

Síla R_{X2}

Výpočet provádím podle rovnováhy sil k levému lineárnímu ložisku

$$-2 \times R_{X2} \times x_V - m_X \times g \times x_{mX} - m_O \times g \times x_{mO} - F_{aMAX} \times x_{Fa} = 0 \quad (7.7)$$

$$R_{X2} = -\frac{m_X \times g \times x_{mX} + m_O \times g \times x_{mO} + F_{aMAX} \times x_{Fa}}{2 \times x_V}$$

$$R_{X2} = -\frac{22 \times 9,81 \times 205 + 3 \times 9,81 \times 170 + 250 \times 100}{2 \times 200} = -185 \text{ N}$$

Tato osa je osazena lineárním vedením s podepřenými tyčemi SBR20 o průměru 20mm a otevřeným ložiskem SME20 podle internetového obchodu firmy CNCShop.cz [15]. Základní dynamická únosnost pro otevřené kuličkové pouzdro je $C_X = 0,88 \text{ kN}$ pro životnost 100km při spolehlivosti 90%. Tyto kuličkové pouzdra mají 4 kuličkové dráhy a výpočet ekvivalentního zatížení provádím podle katalogu HIWIN [17], kde jsou grafy pro určení koeficientů ekvivalentního zatížení. Pro tento typ ložiska jsou koeficienty $f_{LY} = 0,5$ a $f_{LZ} = 1$.

Ekvivalentní dynamické zatížení

Ekvivalentní zatížení vychází ze svislého zatížení od váhy stolu a obrobku a vodorovného zatížení od síly při frézování. Výpočet provádím pouze pro jedno ložisko se zatížením $R_{X2} = -185 \text{ N}$

$$P_X = f_{LZ} \times R_{X2} + f_{LY} \times F_{rMAX} = 1 \times 185 + 0,5 \times 150 = 260 \text{ N} \quad (7.8)$$

Trvanlivost vedení

Při výpočtu trvanlivosti uvažuji pouze koeficient kontaktu, který zohledňuje počet lineárních pouzder na jedné tyči $f_C = 0,81$.

$$L_{Xkm} = \left(f_C \times \frac{C_X}{P_X} \right)^3 \times 100 = \left(0,81 \times \frac{880}{260} \right)^3 \times 100 = 2060 \text{ km} \quad (7.9)$$

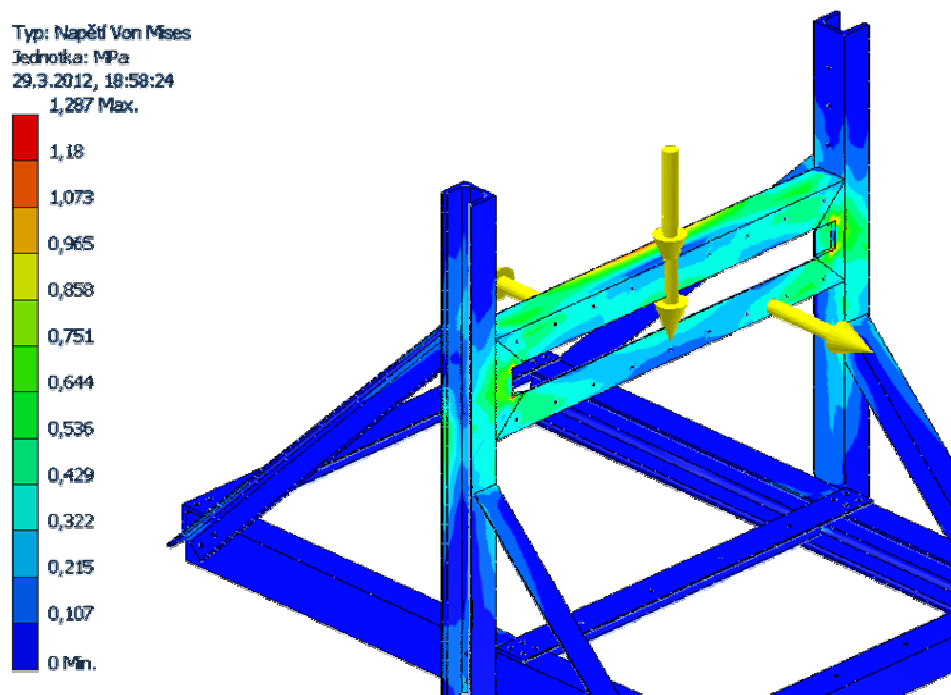
Trvanlivost v provozních hodinách

$$L_{Xhod} = \frac{L_{Xkm} \times 10^6}{v_X \times 60} = \frac{2060 \times 10^6}{2500 \times 60} = 13733 \text{ hod} \quad (7.10)$$

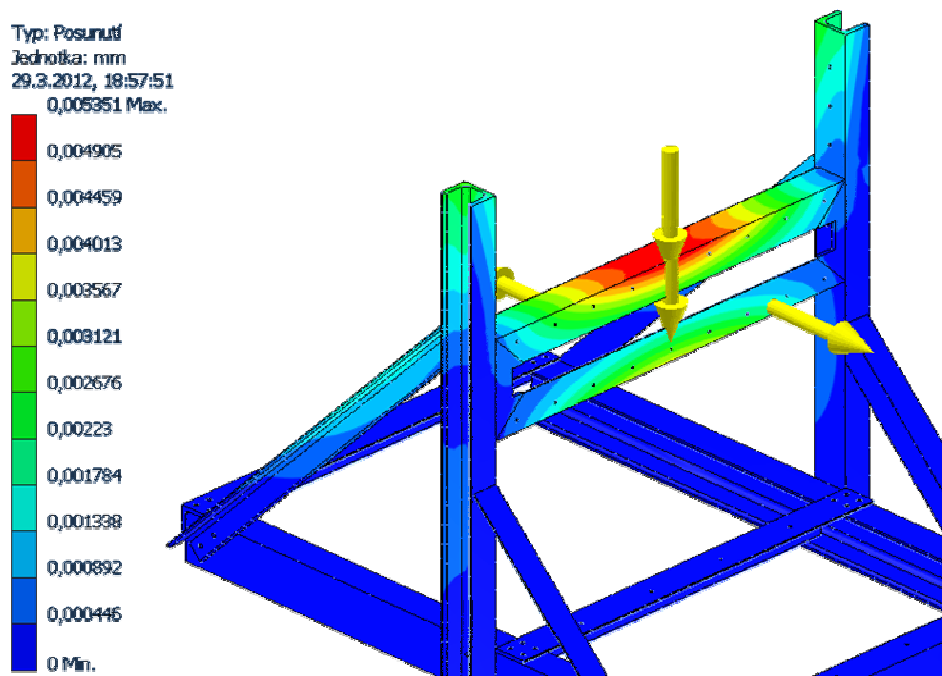
Trvanlivost vedení je při denním 8 hodinovém provozu 4,7 roku. Toto je ale při maximálním zatížení, které se na stroji nebude vyskytovat často, takže je životnost podstatně větší.

8. Rám stroje

Výpočet rámu stroje provádím v programu Autodesk Inventor 2010 pomocí Pevnostní analýzy. Na následujících obrázcích je vidět průběh napětí a deformace portálu. Portál je zatížen silami ve středu portálu.



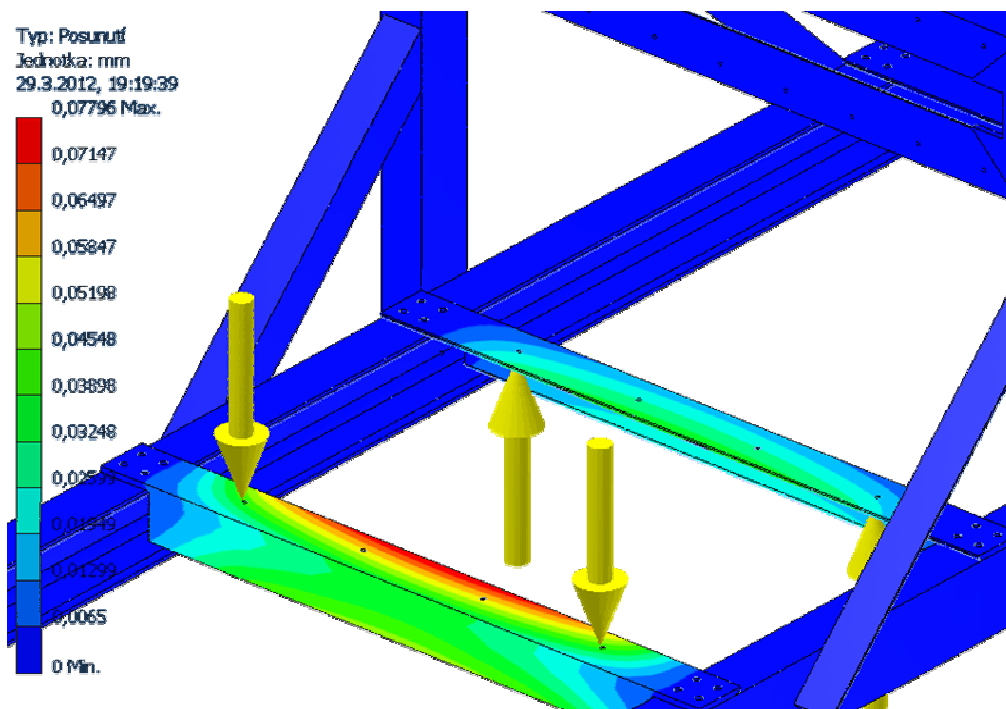
Obr. 8.1 Redukované napětí v portálu



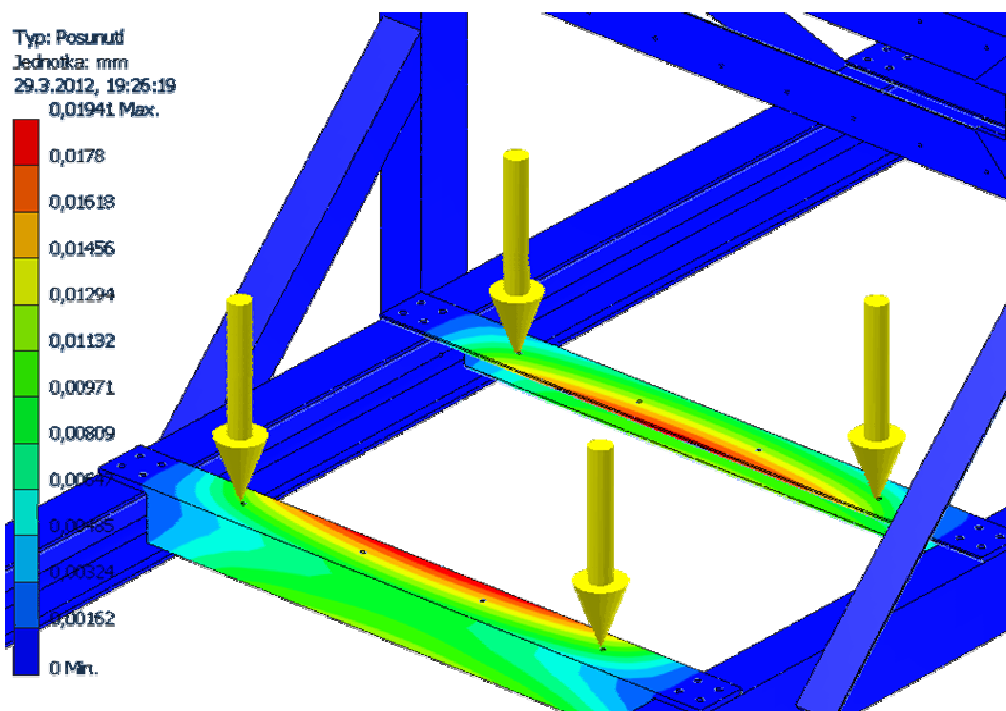
Obr. 8.2 Deformace portálu

Největší deformace portálu je 0,005 mm, kterou považuji za vyhovující.

Další výpočet provádím pro místa uchycení stolu. Tyto místa zatěžuji nejprve silami z předchozích výpočtů, kdy je celý stůl v krajní poloze a poté jsem provedl druhý výpočet kdy je stůl přesně ve středové poloze.

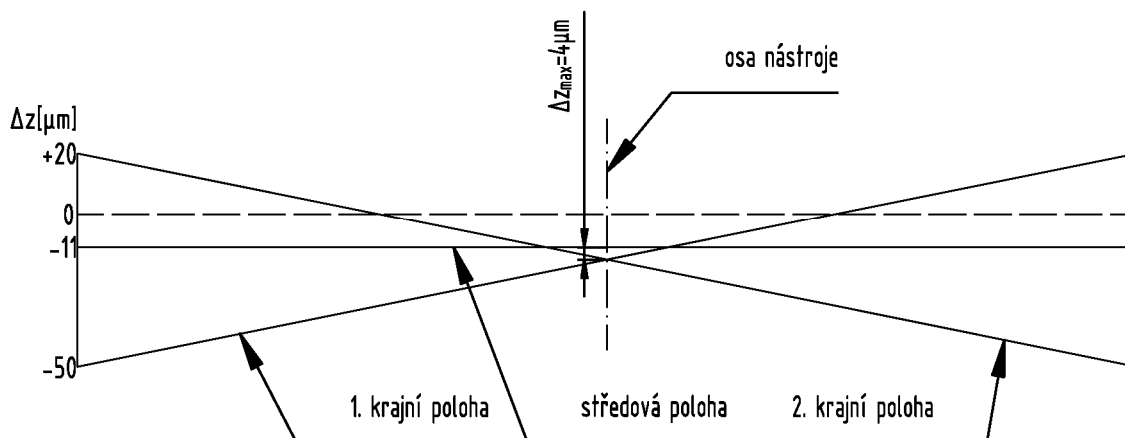


Obr. 8.3 Deformace rámu při zatížení stolem v krajní poloze



Obr. 8.4 Deformace rámu při zatížení stolem ve středové poloze

Pokud je stůl v krajní poloze je deformace relativně velká, ale po rozboru zjišťuji, že změnami zatížení nedochází k velkým výchylkám. Protože při přejíždění stolu z jedné krajní polohy do druhé dochází k postupné změně zatížení, až k zrcadlově otočenému zatížení dochází stejně i ke změně deformace. Toto je znázorněno na následujícím náčrtu.



Obr. 8.5 Změna deformace rámu při pohybu stolu

Díky tomu, že je nástroj umístěn přesně v polovině mezi místy ukotvení, výchylka je v tomto bodě maximálně $\Delta z_{max} = 4 \mu m$ a je tedy zanedbatelná. Lze tedy konstatovat, že rám je pro účely tohoto stroje použitelný a je možné přistoupit k jeho výrobě.

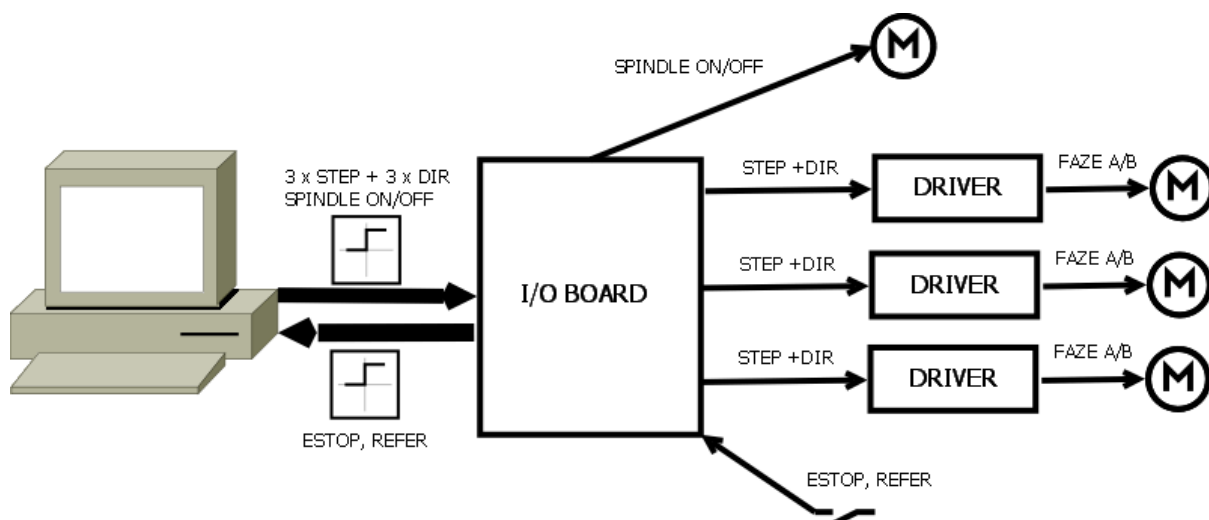


Obr. 8.6 Vyrobený rám

9. Řídicí systém

Řídicí systém každého CNC stroje se skládá z několika důležitých prvků, tím hlavním je počítač, který čte strojový kód a generuje podle nich elektrické signály. Tyto signály jsou přivedeny do řídicích jednotek pohonů, které se již postarají o správný pohyb motorů. Profesionální CNC stroje jsou osazeny zpětnou vazbou - odměřováním, tedy prvky, které měří skutečné polohy jednotlivých os a mají tak přesnou informaci, kde se stroj nachází. CNC stroje pro hobby použití toto odměřování nevyužívají, protože je finančně náročné a předimenzováním pohonů se spoléhá, že stroj dojde na požadovanou pozici.

Pro komunikaci mezi počítačem a elektronikou pohonů používají výrobci profesionálních CNC strojů a řídicích systémů (Heidenhain, Sinumerik, Fanuc) vlastní komunikační sběrnice a protokoly. Pro hobby použití se využívá paralelního portu počítače, případně různých doplňkových karet například FPGA I/O karty od výrobce Mesa Electronics.



Obr. 9.1 Princip komunikace

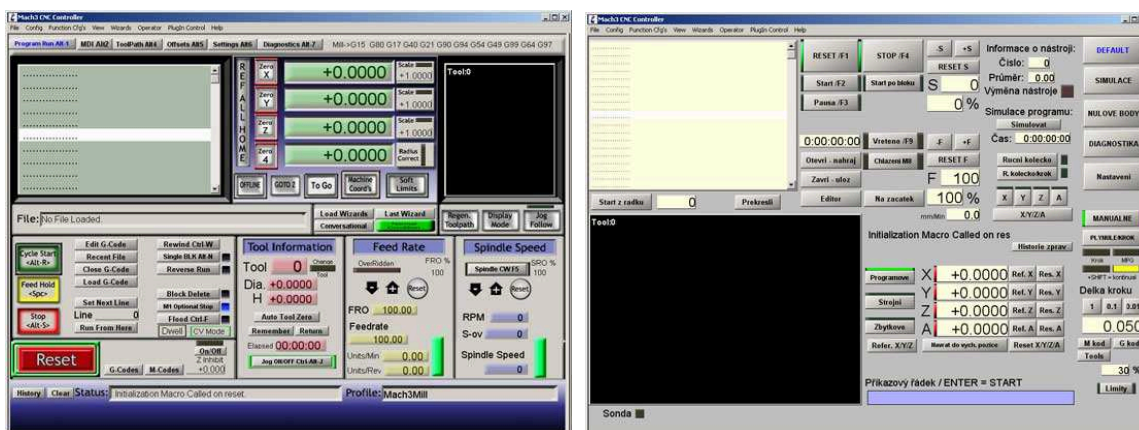
9.1 Počítač a softwarové vybavení

CNC frézku lze obsluhovat teoreticky jakýmkoliv osobním počítačem. Protože generování impulsů pro pohyb stroje obstarává procesor počítače (v případě používání paralelního portu) musí být procesor dostatečně rychlý. Pokud se použije již zmíněná FPGA I/O karta, která má vlastní procesor a generování impulsů probíhá v něm, lze použít i počítače slabší konfigurace. Za minimální konfiguraci pro první variantu lze považovat počítač s frekvencí procesoru 2,5 GHz, velikostí operační paměti 512 MB, 10 GB místa na pevném disku a alespoň jedním paralelním portem.

Programů pro ovládání stroje existuje několik, mezi nejznámější bych uvedl Mach3 pro platformu Windows a LinuxCNC pro Linux.

Mach3

Tento program je hodně využíván kutily pro svou jednoduchou instalaci, nastavení a případné modifikování uživatelských obrazovek. Bohužel tento program nemá dokonale vyřešeny některé důležité funkce pro pohyb stroje a kvalita generovaných impulsů je podle zkušeností uživatelů špatná. Pro kvalitní a rychlé pohyby stroje je potřeba rychlého počítače bez instalace jakýchkoliv jiných programů (antiviry apod.), které by mohly v průběhu obrábění nepříjemně zasáhnout do práce procesoru. I přes tyto nedostatky je hodně oblíben a to i proto, že je právě pro masově rozšířený operační systém Windows. Program čte a generuje impulsy podle standardizovaného G-kódu (ISO kódu), který obsahuje všechny důležité příkazy pro obrábění, ale lze zde jednoduše vytvořit vlastní funkce a makra. Součástí programu je množství průvodců (Wizards), které umožňují jednoduché generování kódu pro obrábění jednoduchých tvarů např.: kruhové a obdélníkové kapsy, vrtání děr na kružnici, frézování čelních ploch, frézování textů. Program je na internetu volně dostupný, ale v neregistrované verzi je omezen délkou programu do 500 řádků kódu. Plnou licenci lze zakoupit u výrobce za 175 USD nebo 3700 Kč v České Republice [15].

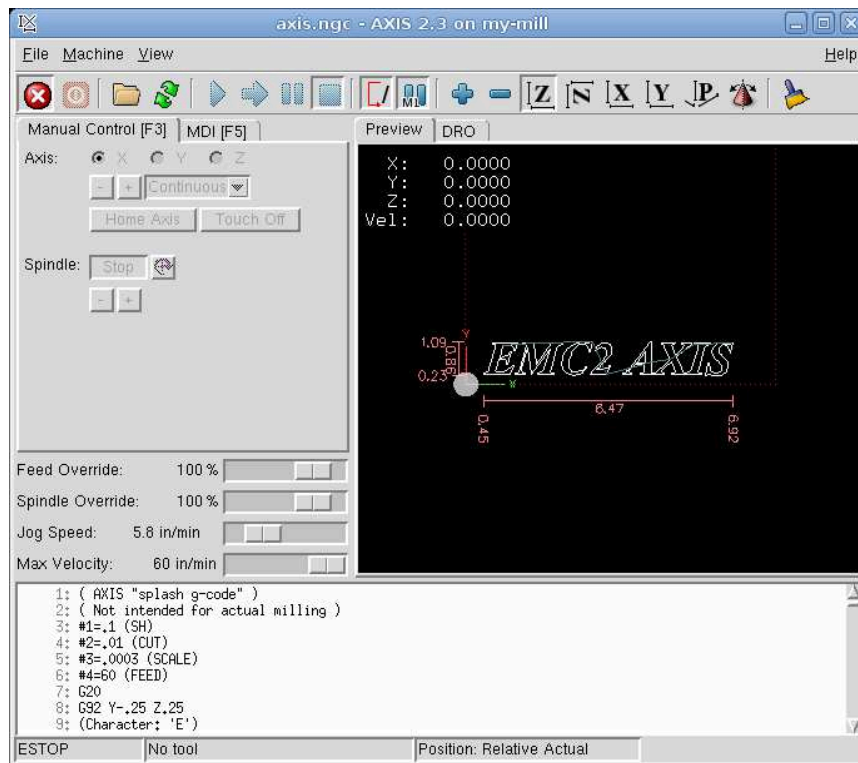


Obr. 9.2 Obrazovky programu Mach3, vlevo originální, vpravo vlastní upravená

LinuxCNC

LinuxCNC dříve označovaný jako EMC2 (Enhanced Machine Control) je volně dostupný program s volně dostupným zdrojovým kódem šířeným pod licencí GPL a LGPL. Toto z něj tvoří plně programovatelný a nastavitelný program pro řízení stroje. Program lze volně stáhnout z internetu jako tzv. LiveCD, které se pouze vloží do CD mechaniky počítače a lze program vyzkoušet bez změn v počítači, nebo jej nainstalovat. Program obsahuje průvodce pro nastavení všech parametrů pro komunikaci s elektronikou stroje. Takto nastavený program je ihned připraven k použití a lze s ním obrábět. Velkou výhodou je jeho prakticky nekonečná modifikovatelnost, co se týče ovládání, výstupních signálů, zpětné vazby, ručního ovládání a dalších. Toto již vyžaduje větší zkušenosti uživatele a také úpravy uživatelského

rozhraní vyžadují znalosti programovacích jazyků. Protože je tento program stále vyvíjen a jeho uživatelé se sami podílejí na jeho vývoji má precizně provedené veškeré funkce pro řízení stroje a lze jej srovnávat s profesionálními řídicími systémy. Také generované signály jsou mnohem kvalitnější, protože operační systém Linux je vhodnější pro aplikace běžící v reálném čase a dokáže lépe přistupovat k hardware počítače.



Obr. 9.3 Uživatelské rozhraní AXIS programu LinuxCNC [42]

9.2 Elektrické prvky

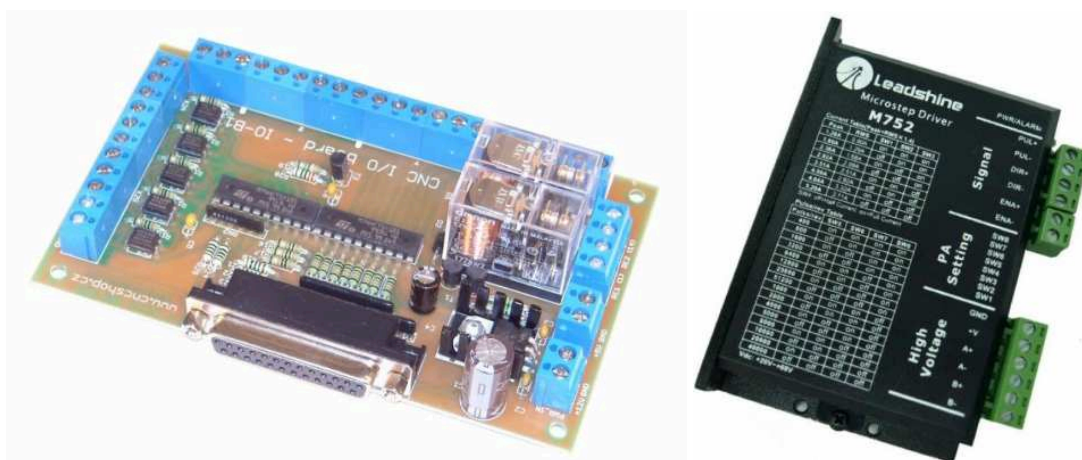
Signály generované počítačem musí jednotka pro řízení krokového motoru tzv. „driver“ převést na pohyb krokového motoru. Pro každou osu stroje počítač generuje dva signály - DIR (směr), který nabývá logické 1 nebo 0 a tím určuje směr otáčení motoru. Signál STEP (krok) je sled impulsů, které určuje úhel natočení motoru. Podle těchto signálů a vlastního nastavení driver spíná proud do cívek krokového motoru a tím postupně otáčí motorem. Nastavením driveru se myslí velikost mikrokrokování, tedy elektronické zjemnění počtu kroku motoru. Pokud se pro motor, který má standardně 200 kroků na otáčku nastaví mikrokrokování 1/10 musí se do driveru přivést 2000 impulsů, aby se motor otočil o jednu otáčku. Nastavení většího mikrokrokování zjemní pohyb motoru, který je plynulejší, ale musí se generovat velké množství impulsů.

Pro správnou funkci celého stroje je potřeba zapojit také referenční spínače pro zjištění správné polohy stroje při spuštění, koncové spínače pro zamezení pohybu stroje za bezpečné polohy, bezpečnostní tlačítko pro nouzové zastavení stroje v případě problému. Také je

potřeba ovládat různé periferie, jako je zapínání motoru vřetena, řízení jeho otáček, zapínání odsávání nebo ofukování trýsek.

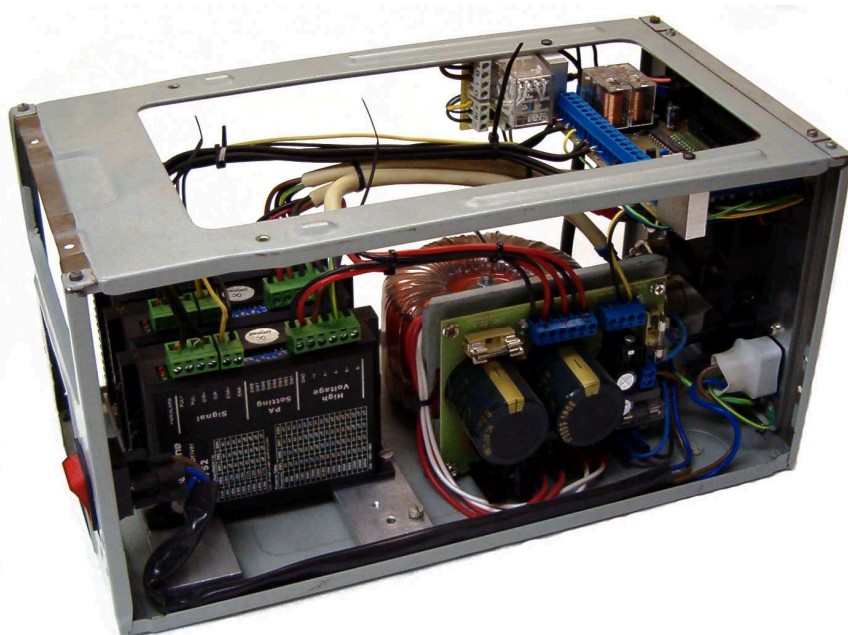
Jako driver lze použít levnější varianty, kdy je na jednom plošném spoji elektronika pro všechny 3 nebo i 4 osy, včetně relé pro spínání vřetena a vstupů pro spínače, ale tyto drivery mají většinou omezenou volbu mikrokrokování a menší proud do cívek motoru.

Nebo lze použít speciální drivery s velkým množstvím nastavení mikrokrokování a proudu do motoru. Tyto drivery jsou pouze pro jeden motor, jsou vyráběny pro různé proudové zatížení, ale jsou také dražší. K těmto driverům se používá ještě oddělovací deska CNC I/O Board z internetového obchodu CNCshop.cz [15], která obsahuje dvě relé pro spínání zařízení, výstupy pro drivery, vstupy z referenčních a koncových spínačů. Zároveň je osazena konektorem pro snadné připojení k paralelnímu portu počítače.



Obr. 9.4 Oddělovací deska [43] a driver pro jeden motor [44]

Tento stroj je osazen třemi drivery Leadshine M752, oddělovací deskou a napájecím zdrojem PS 430/60 vše z internetového obchodu CNCshop.cz [15].



Obr. 9.5 Zapojená řídicí elektronika

10. Závěr

V této diplomové práci jsem postupně navrhl a zkontroloval všechny důležité prvky CNC portálové frézky. Konstrukci celého stroje jsem navrhoval s ohledem na jednoduchost při výrobě, snadnou dostupnost nakupovaných dílů a snažil jsem se minimalizovat výrobní náklady.

Základní rám stroje je z ocelových profilů tvaru U a L, velké plošné díly jsem navrhoval z laminované dřevotřísky, která je levná a snadno dostupná. Na obráběcí stroj sice není nejvhodnější, ale pro potřeby kutilů je postačující. Všechny tyto díly je možno jednoduše vyměnit např. za duralové. Na stroji jsem využil lineární vedení různých typů – podepřené tyče na ose X, kuličkové profilové tyče na ose Y a válečkové profilové tyče na ose Z. Pohyby jsem realizoval pomocí šroubů s lichoběžníkovým závitem v případě os X a Y a kuličkovým šroubem v ose Z. Těleso svislé osy, které obsahuje vedení, šroub i přírubu na motor, jsem zakoupil jako starší. Vřeteno stroje jsem navrhl pro upínání nástrojů s kuzelem MK2 a je poháněno motorem o maximálním výkonu 1600W, který bude omezen napájecím zdrojem na 1000W. Přenos točivého momentu z motoru na hřídel vřetena jsem realizoval ozubeným řemenem HTD. Celý stroj pohání krokové motory řízené jednotkami krokových motorů a je ovladatelný osobním počítačem s patřičným programem. Program pro řízení stroje lze použít jakýkoliv, který umí generovat signály směr a krok.

Hlavním cílem práce bylo navrhnout a vyrobit funkční frézku. Díly na stroj jsem nakupoval u různých dodavatelů jak v České republice, tak i ve světě (USA, Čína, Španělsko). Spousta dílů je standardních, ale neobešel jsem se bez zakázkové výroby. To se týkalo hřídele vřetena (vyráběla firma V-NASS, a.s.) a skládaných krycích měchů (vyráběla firma REKO s.r.o.). Ostatní díly jsem společně s mým otcem vyráběl v domácích podmínkách za pomoci běžného dílenského nářadí. Navíc jsme pro výrobu použili soustruh Mn80A a frézku BF20. Veškerou elektronickou část jsem navrhoval a vyráběl sám, včetně všech bezpečnostních obvodů pro nouzové zastavení stroje. Pro řízení stroje zatím používám program Mach3, ale již plánuji přechod na kvalitnější LinuxCNC. Pro pohybování stroje při najíždění na polotovar používám upravenou speciální herní klávesnici pro počítačové hry. Tato klávesnice obsahuje všechny potřebné klávesy, které se používají pro ovládání CNC a úpravy programů. Přesto jsem upravil umístění kláves pro jednodušší orientaci. Takové ovládání je sice komfortnější než obyčejná klávesnice, ale neobsahuje veškeré prvky, které by byly potřeba. V budoucnu plánuji výrobu ovládacího panelu, který bude obsahovat důležité tlačítka, kontrolky a ruční kolečko pro pohyb v jednotlivých osách stejně jako to mají

profesionální obráběcí stroje. Tímto se ovládání stroje dostane na profesionální úroveň a příprava před spuštěním programu bude velice komfortní.

Některé díly stroje se mi podařilo sehnat jako použité z vyřazených strojů v různých aukcích a již nejsou běžně k dostání. Proto by bylo velmi složité vyrobit druhý stejný stroj. Po malých úpravách, výměně vedení v portálu a záměně tělesa osy Z by bylo možné vyrábět stroj sériově. Jak se ale ukázalo při provozu stroje, zdvih osy Z je malý, proto uvažuji do budoucna o úpravě portálu tak, aby byl celý posuvný ve svislém směru. Tím by se dalo jednoduše portál vyzvednout do požadované výšky ručně, aretovat a dále již používat původní zdvih osy Z. Takto by se dalo obrábět jak tenké plošné díly, tak i větší díly upnuté do svěráku.

Závěrem lze říci, že všechny stanovené cíle byly splněny, stroj je navržen, vyroben a plně funkční.



Obr. 10.1 Hotová CNC portálová frézka s testovacím vřetenem

11. Seznam použité literatury

1. Leinveber J., Vávra P.: *Strojnické tabulky*, ALBRA 2003, 872 s., ISBN 80-86490-74-2
2. Němec D. a kol.: *Strojírenská technologie 3*, SNTL 1982, 320 s., DT 621.9.042 (075.3)
3. www.C-N-C.cz *Téma Dřevo-rychlosti a otáčky* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-01]. URL <<http://www.c-n-c.cz/viewtopic.php?f=57&t=2283>>
4. *Pevnost dřeva* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-01]. URL <<http://wood.mendelu.cz/cz/sections/Props/?q=node/56>>
5. *PRAMET Frézování 2012* [online]. © 2012 [cit. 2012-02-24]. URL <<http://www.pramet.com/download/katalog/pdf/Milling%202012%20CZ%20prog.pdf>>
6. *FEROPOL* [online]. 2012 [cit. 2012-02-24]. URL <http://www.feropol.cz/?info=slitiny_hliniku>
7. *Plasty* [online]. © 2008 [cit. 2012-02-24]. URL <<http://ateam.zcu.cz/download/plasty.pdf>>
8. *WIGOPROFIL spol. s r.o. Údajový list* [online]. © 2004-2009 [cit. 2012-03-01]. URL <http://www.wigoprofil.cz/index.php?cat=4&name=barlo_xt>
9. *CONTITECH – Synchronous Drive Belts* [online]. © 2002 [cit. 2012-03-01]. URL <http://www.tyma.cz/files/katalogy/contitech_htd_e.pdf>
10. *CONTITECH – Heavy-Duty Timing Belts* [online]. © 2007 [cit. 2012-03-01]. URL <http://www.tyma.cz/files/katalogy/contitech_synchroforce_d_e.pdf>
11. *TYMA* [online]. © 2004-2012 [cit. 2012-03-01]. URL <<http://www.tyma.cz/>>
12. *ZVL – Jednoradové guľkové ložiská s kosoúhlym stykom* [online]. ©2011 [cit. 2012-03-02]. URL <<http://www.zvlslovakia.sk/info/info2.php>>
13. *ZVL – Jednoradové guľkové ložiská* [online]. ©2011 [cit. 2012-03-02]. URL <<http://www.zvlslovakia.sk/info/info1.php>> [citováno 2. března 2012]
14. *SKF – Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-02]. URL <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=1_3_1>
15. *CNCShop.cz* [online]. © 2010 [cit. 2012-03-05]. URL <<http://www.cncshop.cz>>
16. *THK - LM Guide* [online]. © 2005 [cit. 2012-03-05]. URL <https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/cat_hr_en.pdf>
17. *HIWIN – Kuličková pouzdra a vodící tyče* [online]. © 2009 [cit. 2012-03-15]. URL <<http://www.hiwin.cz/cs/kulickova-pouzdra-a-vodici-tyce/file.html?id=797>>
18. *HobbyKing R/C Hobby Store : Turnigy L5055C-700 Brushless Outrunner 700kv* [online]. © 2012 [cit. 2012-03-026]. URL <http://www.hobbyking.com/hobbyking/store/_19618__Turnigy_L5055C_700_Brushless_Outrunner_700kv.html>
19. *Bosch Rexroth – Speciality Profiles* [online]. © 2011 [cit. 2012-03-29]. URL <[http://www13.boschrexroth-us.com/Framing_Shop/pdf/101/Page 2-58.pdf](http://www13.boschrexroth-us.com/Framing_Shop/pdf/101/Page%202-58.pdf)>
20. *Frézování* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <<http://www.kovo-vyroba.cz/images/frezovani.jpg>>
21. *Čelní válcová fréza* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <http://www.i-frezy.cz/fotky4595/fotos/_vyr_367620275.jpg>
22. *Válcová fréza* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <http://www.i-frezy.cz/fotky4595/fotos/_vyr_379630973.jpg>

23. *Čelní válcová stopková fréza* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <<http://www.naradi-tip.cz/images/goods/landsmann35359.jpg>>
24. *Rádiusová stopková fréza* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <http://www.reznenastroje.sk/obchod_homedir/data/1320/obrazky/116041,%20116051.jpg>
25. *Kotoučová fréza* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <http://www.i-frezy.cz/fotky4595/fotos/_vyr_391720275.jpg>
26. *Kotoučová rádiusová fréza* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <http://www.i-frezy.cz/fotky4595/fotos/_vyr_1147810.jpg>
27. *Kotoučová čtvrtkruhový vyduťá fréza* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <http://www.i-frezy.cz/fotky4595/fotos/_vyr_1199830.jpg>
28. *Sandvik CoroMill frézy* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <<http://www.precitool.cz/cz/wp-content/uploads/image/072121%20-%20CoroMill%20490%20selection.jpg>>
29. *Portálová frézka* [online]. [cit. 2012-02-13]. URL <<http://www.cccindustrial.com/public/data/companyProduct1227273732.jpg>>
30. *Portálová frézka* [online]. [cit. 2012-02-13]. URL <<http://www.mmspektrum.com/multimedia/image/96/9610.jpg>>
31. *Portálová frézka* [online]. [cit. 2012-02-13]. URL <<http://www.toskurim.cz/picture/FRP.jpg>>
32. *Trapézový šroub* [online]. [cit. 2012-02-16]. URL <http://www.exvalos.cz/soubory/Image/Trapezove%20srouby/trapezovy_sroub.jpg>
33. *Řez kuličkovým šroubem* [online]. [cit. 2012-02-16]. URL <<http://cfnewsads.thomasnet.com/images/large/546/546973.jpg>>
34. *Nepodepřené tyče* [online]. [cit. 2012-02-24]. URL <http://www.cnc-hobby.cz/cnc2_soubory/25c5_1.jpg>
35. *Podepřené tyče* [online]. [cit. 2012-02-24]. URL <http://www.cnc-hobby.cz/cnc2_soubory/116d_1.jpg>
36. *Profilové tyče* [online]. [cit. 2012-02-24]. URL <<http://www.ktvla.cz/image.php?nid=4452&oid=1287043>>
37. *Krokový motor* [online]. [cit. 2012-03-05]. URL <<http://sportsandfitness1.com/wp-content/uploads/2012/01/Stepping-Motors1.jpg>>
38. *Servomotor* [online]. [cit. 2012-03-05]. URL <<http://image.made-in-china.com/2f0j00CefTgizdapl/DC-Servo-Motor-180W-.jpg>>
39. *Kleštinový upínač* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <http://www.vertex-tw.com.tw/Archive/_eng/products_category/c8_001.jpg>
40. *BLDC motor* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <<http://www.hobbyking.com/hobbyking/store/catalog/L5055C-700.gif>>
41. *Z Table* [online]. [cit. 2012-03-01]. URL <<http://www.oklahomaselltoday.com/Sapulpa-/GARAGE-SALES-/Z-axis-ball-screw-linear-4-x-y-table-stepper-cnc-router-img.do>>
42. *Uživatelské prostředí LinuxCNC* [online]. [cit. 2012-04-02]. URL <http://linuxcnc.org/docs/html/axis_2.3.png>
43. *Oddělovací deska* [online]. [cit. 2012-04-02]. URL <<http://www.cncshop.cz/upload/products/preview/269-IOboard1.jpg>>
44. *Driver krokového motoru* [online]. [cit. 2012-04-02]. URL <<http://www.cncshop.cz/upload/products/preview/145-M752.jpg>>

Seznam příloh

Sestavný výkres	ZAH119-DP-00 Malá CNC frézka
Výrobní výkres	ZAH119-DP-05-1 Hřídel vřetene
Datový nosič CD	ZAH119-DP-CD